



**SKRIPSI ME 141501**

**ANALISA PERANCANGAN SISTEM PROPULSI  
WATERJET SEBAGAI PROPULSI ALTERNATIF  
PADA KAPAL PATROLI CEPAT 61 M**

Dosen Pembimbing :

Ir. Agoes Santoso MSc., MPhil., CEng., FIMarEST., MRINA.

Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD

JURUSAN TEKNIK SISTEM PERKAPALAN  
FAKULTAS TEKNOLOGI KELAUTAN  
INSTITUT TEKNOLOGI SEPULUH NOVENBER  
SURABAYA  
2016

*[Halaman sengaja dikosongkan]*



## **FINAL PROJECT - ME 141501**

### **DESIGN ANALYSIS OF WATER JET PROPULSION SYSTEM AS ALTERNATIVE PROPULSION ON FAST PATROL BOAT 61 M**

Counselor Lecture :

Ir. Agoes Santoso MSc., MPhil., CEng., FIMarEST., MRINA.

Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD

DEPARTEMENT OF MARINE ENGINEERING  
FACULTY OF OCEAN TECHNOLOGY  
SEPULUH NOPEMBER INSTITUTE OF TECHNOLOGY  
SURABAYA  
2016

*[Halaman sengaja dikosongkan]*

## KATA PENGANTAR

Puji syukur saya panjatkan kehadiran Allah SWT yang telah memberikan rahmat dan hidayah-Nya sehingga saya dapat menyelesaikan skripsi ini yang berjudul:

### **“Analisa Perancangan Sistem Propulsi Waterjet sebagai Propulsi Alternatif pada Kapal Patroli Cepat 61 Meter”**

Melalui lembar ini, penulis ingin menyampaikan ucapan terima kasih dan penghormatan yang sebesar-besarnya kepada:

1. Bapak dan Ibu tercinta yang telah memberi masukan, dukungan, dan nasehat sehingga penulis dapat melewati tahap sarjana ini.
2. Segenap saudara – saudara kandung saya yang memberikan dukungan dan semangat selama pengerjaan skripsi ini.
3. Bapak Ir. H. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil. yang telah meluangkan waktu untuk membimbing penulis menyelesaikan penelitian ini.
4. Bapak Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD. yang telah meluangkan waktu untuk membimbing penulis menyelesaikan penelitian ini.
5. Seluruh Dosen Jurusan Teknik Sistem Perkapalan yang telah memberikan ilmu beserta pengalamannya selama ini.
6. Kepada teman – teman PINISI 10 yang selalu memberikan motivasi, dukungannya selama mengerjakan skripsi ini.
7. Kepada teman – teman di kostan UPDATE 1 yang selalu menyediakan tempat yang nyaman untuk mengerjakan skripsi ini.

8. Kepada teman – teman di LABKOM dan MESKAP yang juga selalu menyediakan tempat yang nyaman untuk mengerjakan skripsi ini.
9. Kepada Mas Pandika Darmawan dan beberapa teman perkapalan 2010 yang telah meluangkan waktunya untuk mengajari saya dalam penyelesaian skripsi ini
10. Serta semua pihak yang telah membantu saya yang namanya tidak dapat penulis sebutkan satu -persatu.

Penulis berharap semoga untuk kedepannya aka nada usaha untuk penyempurnaan skripsi ini karena masih jauh dari kesempurnaan.

Akhir kata penulis menyadari bahwa dalam penulisan skripsi ini masih jauh dari kesempurnaan. Karena itu, penulis memohon saran dan kritik yang sifatnya membangun demi kesempurnaannya dan semoga bermanfaat bagi kita semua. Amiin

Surabaya, Januari 2016

Penulis,

Taufiq Adi Purnomo  
NRP. 4210100093

## **LEMBAR PENGESAHAN**

**ANALISA PERANCANGAN SISTEM PROPULSI  
WATERJET SEBAGAI PROPULSI ALTERNATIF PADA  
KAPAL PATROLI CEPAT 61 M**

## **TUGAS AKHIR**

**Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Marine Manufacture and Design (MMD)  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknik Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

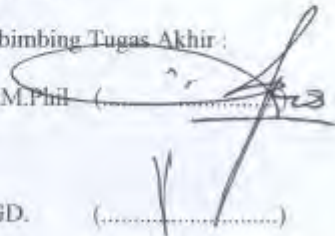
Oleh :

**TAUFIQ ADI PURNOMO**

NRP : 4210100093

Disetujui oleh Dosen Pembimbing Tugas Akhir :

**Ir. H. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil.**  
NIP. 1968 0928 1991 02 1001



**Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD.**  
NIP. 1959 0410 1987 01 1001

(.....)

**SURABAYA  
JANUARI, 2016**

*[Halaman sengaja dikosongkan]*



## **LEMBAR PENGESAHAN**

**ANALISA PERANCANGAN SISTEM PROPULSI  
WATERJET SEBAGAI PROPULSI ALTERNATIF PADA  
KAPAL PATROLI CEPAT 61 M**

## **TUGAS AKHIR**

**Diajukan Guna Memenuhi Salah Satu Syarat  
Memperoleh Gelar Sarjana Teknik  
pada  
Bidang Studi Marine Manufacture and Design (MMD)  
Program Studi S-1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan  
Fakultas Teknik Kelautan  
Institut Teknologi Sepuluh Nopember**

**Oleh :  
TAUFIQ ADI PURNOMO  
NRP : 4210100093**

**Disetujui oleh Ketua Jurusan Teknik Sistem Perkapalan :**

**Dr. Eng. M. Badrus Zaman, ST, MT  
NIP. 1977 0802 2008 01 1007**



**SURABAYA  
JANUARI, 2016**

*[Halaman sengaja dikosongkan]*

## ABSTRAK

Nama : Taufiq Adi Purnomo  
NRP : 4210100093  
Jurusan : Teknik Sistem Perkapalan  
Dosen Pembimbing : Ir. H. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil.  
Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD.

Kapal patroli cepat (FPB) 61 m merupakan salah satu kapal patroli yang dirancang untuk melindungi dan mengawasi suatu wilayah perairan. Dalam pengembangannya, kapal patroli ini didesain untuk dapat mencapai kecepatan hingga 30 knot. Kecepatan yang tinggi sampai saat ini merupakan salah satu faktor utama yang harus dimiliki kapal patroli. Namun perkembangan pengaplikasian di lapangan masih sangat terbatas. Salah satu cara untuk pertimbangannya adalah dengan menggunakan sistem propulsi water jet.

Dalam perancangan ini, nilai tahanan berdasarkan metode Savitsky sebesar 302,7 kN. Serta masing – masing engine membutuhkan daya sebesar 3663,74 kW dan daya untuk pompa water jet sebesar 3051,9 kW. Berdasarkan data dan perhitungan kebutuhan daya didapat spesifikasi untuk main engine dengan merk MTU 20V 4000 M93 dan water jet dengan merk Hamilton HT810. Berdasarkan perhitungan putaran spesifik didapat 8323.602 RPM.

**Kata Kunci** : *fast patrol boat* 61 meter, propulsi water jet, kecepatan 30 knot.

*[Halaman sengaja dikosongkan]*

## ABSTRACT

Student Name : Taufiq Adi Purnomo  
NRP : 4210100093  
Department : Marine Engineering  
Conselour Lecture : Ir. H. Agoes Santoso, M.Sc., M.Phil.  
Ir. Tony Bambang Musriyadi, PGD.

Fast patrol boats (FPB) 61 m is one of the patrol boats designed to protect and supervise a territorial waters. In development, is designed to patrol boats can achieve speeds up to 30 knots. High speed till at this time is one of main factor to be owned by patrol boats. But the development of the application in the field is still very limited. One way for consideration is to use water jet propulsion system.

In this design, resistance value based on Savitsky method is 302,7 kN. And each engine need power equal to 3663,74 kW and the power of water jet pump is 3051,9 kW. Based on data and calculation, power needs obtained specification of main engine is MTU 20V 4000 M93 and water jet pump is Hamilton HT810. Based on the calculation of specific rotary is 8323,602 rpm.

**Keyword** : *fast patrol boat* 61 meter, water jet propulsion system, speeds up to 30 knots.

*[Halaman sengaja dikosongkan]*

## DAFTAR ISI

LEMBAR PENGESAHAN .....	v
LEMBAR PENGESAHAN .....	vii
ABSTRAK .....	viii
ABSTRACT .....	xi
KATA PENGANTAR .....	xiii
DAFTAR ISI .....	xv
DAFTAR GAMBAR .....	xix
DAFTAR TABEL .....	xxi
BAB 1 PENDAHULUAN .....	1
1.1 Latar Belakang .....	1
1.2 Perumusan Masalah .....	2
1.3 Tujuan Skripsi .....	2
1.4 Manfaat Skripsi .....	2
1.5 Batasan Masalah .....	3
1.6 Sistem Penulisan .....	3
BAB 2 TINJAUAN PUSTAKA .....	5
2.1 Sistem Propulsi Waterjet pada Kapal Cepat .....	5
2.2 Tahanan Kapal .....	7
2.2.1 Tahanan Gesek (Rf) .....	7
2.2.2 Tahanan Udara .....	8
2.2.3 Tahanan Gelombang .....	8
2.2.4 Tahanan Tambahan (Ro) .....	9
2.3 Karakteristik Sistem Propulsi Waterjet .....	10
2.3.1 Gaya Dorong .....	10
2.3.2 Daya Dorong Efektif .....	12
2.3.3 Head Loss pada Sistem Saluran .....	12
2.3.4 Head Loss Mayor .....	13
2.3.5 Head Loss Minor .....	14
2.3.6 Daya Pompa .....	15
2.3.7 Efisiensi Pompa .....	17
2.3.8 Efisiensi Waterjet .....	17
2.3.9 Efisiensi Badan Kapal .....	18
2.3.10 Efisiensi Sistem Transmisi .....	19

2.3.11	Efisiensi Propulsif Keseluruhan.....	20
2.4	Nozzle .....	20
2.5	Aliran Inkompresibel .....	21
<b>BAB 3</b>	<b>METODE PENELITIAN.....</b>	<b>23</b>
3.1	Metodologi Penelitian.....	23
3.2	Flow Chart Penyelesaian Skripsi .....	24
3.3	Penjelasan Flow chart .....	25
3.3.1	Studi literatur .....	25
3.3.2	Pengumpulan data.....	25
3.3.3	Analisa data.....	25
3.3.4	Kesimpulan dan Saran .....	26
<b>BAB 4</b>	<b>HASIL DAN PEMBAHASAN.....</b>	<b>27</b>
4.1	Pengambilan Data .....	27
4.2	Re-Design .....	27
4.2.1	Lambung Kapal.....	27
4.2.2	Analisa Tahanan Kapal .....	29
4.3	Penentuan Kebutuhan Daya Mesin Penggerak Utama .....	31
4.3.1	Perhitungan daya dorong yang dibutuhkan... 31	31
4.3.2	Perhitungan dimensi waterjet pump.....	33
4.3.3	Fraksi arus ikut (w) .....	36
4.4	Penentuan Putaran Pompa.....	40
4.5	Engine Waterjet Matching .....	40
4.5.1	Pemilihan Mesin Penggerak Utama .....	40
4.5.2	Engine Performance .....	41
4.5.3	Pemilihan Water Jet .....	43
4.5.4	Water jet Performance .....	44
4.5.5	Engine Waterjet Matching .....	46
4.6	Pertimbangan Kavitasi .....	47
4.6.1	Penentuan Head Loss Pompa.....	48
4.6.2	Net Positive Suction Head (NPSH).....	52
4.6.3	Pertimbangan Putaran Spesifik .....	52
4.6.4	Perhitungan Putaran Spesifik Hisap.....	53
<b>BAB 5</b>	<b>.....</b>	<b>57</b>
	<b>KESIMPULAN DAN SARAN.....</b>	<b>57</b>



5.1	Kesimpulan .....	57
5.2	Saran .....	57
DAFTAR PUSTAKA .....		59
LAMPIRAN		
BIODATA PENULIS		

*[Halaman sengaja dikosongkan]*

## **DAFTAR TABEL**

Tabel 4.1 Spesifikasi Mesin Penggerak Utama .....	41
Tabel 4.2 Karakteristik Performance Mesin Penggerak Utama .....	41
Tabel 4.3 Karakteristik Performance Water jet Hamilton HT810 .....	44

*[Halaman sengaja dikosongkan]*

## DAFTAR GAMBAR

Gambar 1.1. Kapal patroli cepat 61 meter .....	2
Gambar 2.1. Bentuk umum dari sistem propulsi waterjet.....	6
Gambar 2.2. Diagram untuk mencari koefisien Tahanan gelombang.....	9
Gambar 2.3. Diagram L.F. Moody.....	14
Gambar 2.4. Koefisien kerugian ( $K_2$ ).....	15
Gambar 3.1. Kerangka Konsep .....	24
Gambar 4.1. Pemodelan kapal.....	28
Gambar 4.2. Sheer Plan .....	28
Gambar 4.3. Body Plan.....	28
Gambar 4.4. Diagram perbandingan antara power vs speed.	29
Gambar 4.5. Data yang telah didapatkan dari maxsurf modeller .....	30
Gambar 4.6. Tahanan dan daya yang telah didapatkan dari Maxsurf.....	31
Gambar 4.7. Diagram dimensi inlet sistem waterjet .....	34
Gambar 4.8. Diagram ukuran standar sistem water jet .....	36
Gambar 4.9. Grafik Engine Performance (kW vs RPM) .....	43
Gambar 4.10. Waterjet Envelopes .....	44
Gambar 4.11. Grafik water jet performance (RPM vs kW)..	45
Gambar 4.12. Grafik water jet performance (%) .....	46
Gambar 4.13. Grafik Engine Waterjet Matching.....	47
Gambar 4.14. Perpotongan Re dengan $k/D$ pada diagram Moody .....	49
Gambar 4.15. Tabel koefisien kerugian .....	50
Gambar 4.16. Zona operasi pompa mixed flow.....	54

*[Halaman sengaja dikosongkan]*

# **BAB 1**

## **PENDAHULUAN**

### **1.1 Latar Belakang**

Negara Kesatuan Republik Indonesia adalah negara yang sebagian besar dikelilingi oleh wilayah perairan yang memiliki banyak pulau-pulau. Untuk mendukung upaya pengamanan wilayah Negara Kesatuan Republik Indonesia (NKRI), maka diperlukan kapal pengawas, salah satunya adalah kapal patroli cepat 61 meter. Kelas 61 m merupakan kapal pemukul reaksi cepat yang dalam pelaksanaan tugasnya mengutamakan unsur pendadakan, mengemban misi menyerang secara cepat, menghancurkan target sekali pukul dan menghindar dari serangan lawan dalam waktu singkat pula. Kapal berukuran panjang 61,2 meter, lebar 8,5 meter, dan berat 461,7 ton ini memiliki sistem pendorong handal yang mampu berlayar dan bermanuver dengan kecepatan 28 knot. Kapal tersebut akan memudahkan TNI AL dalam proses penting bagi Negara Kesatuan Republik Indonesia mengingat perairan Indonesia sangat luas.

Dalam proses pengembangannya, kapal patroli cepat 61 meter ini di desain untuk mencapai kecepatan yang optimal. Salah satu cara untuk meningkatkan kecepatan pada suatu kapal adalah dengan merubah sistem propulsinya. Tetapi hal tersebut akan berdampak pada meningkatnya daya dorong dan penurunan tahanan oleh sistem propulsi. Sistem propulsi pada kapal ini menggunakan mesin utama (MTU) yang dihubungkan dengan propeller. Diharapkan dengan sistem propulsi waterjet ini, dapat mengganti sistem propulsi propeller pada kapal patroli cepat 61 meter dan menambah kecepatan kapal menjadi 30 knot.



*Gambar 1.1. Kapal patroli cepat 61 meter*

## **1.2 Perumusan Masalah**

Berdasarkan penjelasan dari latar belakang di atas, dapat dirumuskan permasalahan dalam studi kasus ini, adalah sebagai berikut:

1. Bagaimana menentukan karakteristik waterjet yang tepat untuk kapal patroli cepat 61 meter sehingga dapat meningkatkan kecepatan hingga 30 knot?

## **1.3 Tujuan Skripsi**

Tujuan yang ingin dicapai dalam penulisan tugas akhir ini adalah untuk :

1. Meningkatkan kecepatan kapal patroli cepat 61 meter yang sudah ada hingga 30 knot.
2. Merencanakan penempatan waterjet yang baik pada kapal patroli cepat 61 meter.

## **1.4 Manfaat Skripsi**

Dari Tugas Akhir ini diharapkan bisa memberi pemahaman yang baik tentang cara memilih waterjet yang baik pada kapal patroli cepat 61 meter, serta keperluan pengembangan waterjet dalam pengaplikasian pada kapal lainnya.



### **1.5 Batasan Masalah**

Dalam pengerjaan tugas akhir ini, ada beberapa batasan masalah agar pembahasan yang dilakukan dapat terfokus pada tujuannya sekaligus untuk membatasi permasalahan agar tidak terlalu meluas, pembatasan masalah ini antara lain :

1. Tidak menganalisa desain konstruksi kapal secara mendetail.
2. Kapal yang digunakan adalah kapal patroli cepat 61 meter.
3. Hanya akan membatasi kecepatan kapal hingga 30 knot.
4. Tidak membahas aliran yang masuk atau keluar dari sistem propulsi.
5. Sisi ekonomis tidak dibahas pada skripsi ini.

### **1.6 Sistem Penulisan**

Sistematika penulisan laporan tugas akhir ini dimulai dengan pendahuluan pada bab satu yang menjelaskan tentang latar belakang penelitian yang akan dilakukan, perumusan masalah, tujuan yang hendak dicapai dalam penulisan tugas akhir ini, manfaat yang diperoleh, ruang lingkup penelitian dan sistematika penulisan laporan.

Pada bab dua akan dijelaskan dasar teori dan tinjauan pustaka yang menjadi sumber referensi dalam tugas akhir ini. Secara rinci bab ini berisikan tinjauan pustaka yang menjadi acuan dari penelitian tugas akhir, dasar-dasar teori, rumus-rumus dan code yang akan digunakan dalam penelitian tugas akhir ini dicantumkan dalam bab ini.

Pada bab tiga pada penulisan laporan tugas akhir ini akan diterangkan tentang metodologi penelitian yang digunakan untuk mengerjakan tugas akhir. Penjelasan pemodelan yang dilakukan dalam penelitian tugas akhir juga dicantumkan dalam bab ini.

Pada bab empat akan dibahas dan diterangkan seluruh hasil analisa penelitian pada tugas akhir ini. Bab ini akan membahas pengolahan data hasil dari *output* pemodelan hingga menghasilkan kesimpulan yang menjadi tujuan dari tugas akhir.

Kemudian kesimpulan beserta saran yang diperlukan untuk penelitian lebih lanjut dari tugas akhir akan diterangkan pada bab lima.

## **BAB 2**

### **TINJAUAN PUSTAKA**

#### **2.1 Sistem Propulsi Waterjet pada Kapal Cepat**

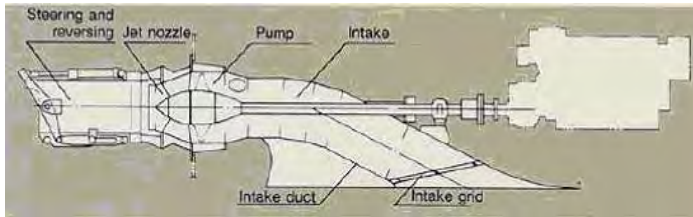
Sistem propulsi waterjet pada umumnya terdiri dari sistem saluran dan sistem pompa. Pada sistem saluran mempunyai fungsi untuk mengarahkan laju aliran dari lingkungan ke pompa dan dari pompa dikeluarkan kembali ke lingkungan. Sedangkan untuk sistem pompa berfungsi untuk mengubah tenaga mekanik menjadi tenaga hidrolis. Pada sistem propulsi waterjet memiliki komponen – komponen utama dalam pengoperasiannya, komponen – komponen tersebut meliputi sistem transmisi dan mesin penggerak, pompa, thrust nossel yang dilengkapi dengan deflector, thrust vectoring, mekanisme pembalik, diffuser, inlet dan ducting.

Dalam penggunaannya secara luas, sistem propulsi waterjet masih terbentur pada efisisensi propulsifnya yang rendah dibandingkan dengan pemilihan sistem propeller, terutama pada saat kecepatan kapal rendah [Etter, 1996]. Namun dengan kemajuan teknologi sampai saat ini, penggunaan sistem propulsi waterjet menunjukkan kecenderungan yang semakin meningkat, baik dalam hal besarnya kapal, jenis kapal dan kecepatan kapal yang tinggi.

Dalam proses sistem propulsi waterjet, fluida atau air dari lingkungan akan dihisap melalui intake sebagai lubang masuknya fluida yang ada di dasar kapal, kemudian laju aliran fluida yang terhisap akan dipercepat oleh aktuator yang biasanya berupa pompa mekanis dan selanjutnya fluida disemburkan kembali ke lingkungan melalui nossel sebagai lubang keluarnya fluida yang terletak diatas permukaan air. Semburan air melalui nossel diatur oleh deflector untuk

mengatur laju pergerakan kapal maju atau mundur sesuai dengan kecepatan yang diinginkan.

Secara garis besar sistem umum propulsi waterjet dapat ditunjukkan seperti gambar di bawah ini:



*Gambar 2.1. Bentuk umum dari sistem propulsi waterjet*

Pada karakteristik sistem propulsi waterjet, penerapan prinsip reaksi hanya berbeda pada metode dan mekanisme yang digunakan untuk menghasilkan suatu aksi gerakan. Dengan adanya aksi gaya dorong, akan menyebabkan kapal dapat bergerak ke depan dengan kecepatan tertentu dan reaksi dari fluida terhadap kapal akan menimbulkan tahanan (resistance).

Gaya dorong yang dihasilkan oleh laju aliran air yang tersembur melalui lubang nosel terjadi karena adanya kenaikan kecepatan aliran yang masuk melalui saluran yang menyebabkan terjadinya perbedaan momentum, sehingga membuat kapal dapat bergerak.

Perhatian utama dari sistem propulsi waterjet adalah keseimbangan antara gaya dorong yang dibutuhkan untuk mendorong kapal bergerak maju sesuai dengan kecepatan yang diinginkan dengan gaya dorong yang dihasilkan oleh sistem propulsi waterjet

## 2.2 Tahanan Kapal

Sebuah kapal yang bergerak pada permukaan air dengan kecepatan ( $V$ ) akan menimbulkan gaya yang berlawanan arah yang dapat menghambat laju pergerakan kapal. Besarnya gaya hambat ini merupakan jumlah dari semua komponen gaya tahanan yang bekerja di kapal, meliputi Tahanan gesek, Tahanan udara, Tahanan gelombang, Tahanan tambahan, dsb [Surjo WA, 2006].

### 2.2.1 Tahanan Gesek ( $R_f$ )

Tahanan ini terjadi karena adanya energi yang dikeluarkan akibat pengaruh viskositas fluida atau akibat gesekan air terhadap badan kapal. Dan diformulasikan sebagai berikut :

$$R_f = 0.5\rho C_f S U^2 \quad (2.1)$$

Dimana:

$R_f$	= Tahanan gesek (N)
$P$	= Massa jenis air laut ( $\text{kg/m}^3$ )
$C_f$	= Koefisien Tahanan Gesek
$S$	= Luas permukaan basah kapal
$U$	= Kecepatan kapal (m/s)

Koefisien tahanan gesek merupakan penjumlahan dari koefisien tahanan gesek pada kondisi lambung yang mulus ( $C_{f_{ITTC}}$ ) dengan koefisien tahanan gesek akibat pengaruh kekasaran lambung ( $\Delta C_f$ ).

$$C_f = C_{f_{ITTC}} + \Delta C_f \quad (2.2)$$

$C_{f_{ITTC}}$  merupakan fungsi dari Reynould number,  $R_n = UL/\nu$  dan diformulasikan sebagai berikut :

$$C_{f_{ITTC}} = \frac{0,075}{(\log 10 Rn - 2)^2} \quad (2.3)$$

Dimana :

L = Panjang garis air pada kapal (m)  
 $\nu$  = Viskositas air laut ( $\text{m}^2/\text{s}$ )

Kemudian formula  $\Delta C_f$  menurut (Faltinsen, 2005) diformulasikan sebagai berikut :

$$10^3 \Delta C_f = 44 \left[ (AHR/L)^{1/3} - 10 Rn^{-1/3} \right] + 0.125 \quad (2.4)$$

AHR merupakan average hull roughness dalam micrometer. Nilai dari AHR ditentukan sebesar  $150 \mu\text{m}$ .

### 2.2.2 Tahanan Udara

Tahanan udara adalah tahanan yang dialami oleh bagian badan kapal yang berada diatas permukaan air dan bangunan atas (super structure) akibat gerakan udara atau angin. Perhitungan tahanan udara menurut (Faltinsen, 2005) diformulasikan sebagai berikut :

$$R_{aa} = 0,5 \times \rho_a \times C_d \times A \times U^2 \quad (2.5)$$

Dimana :

$\rho_a$  = Density udara ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )  
A = Luas proyeksi penampang melintang kapal ( $\text{m}^2$ )

Koefisien tahanan udara  $C_d$  berkisar antara 0,5 sampai dengan 0,7.

### 2.2.3 Tahanan Gelombang

Tahanan ini disebabkan oleh gelombang yang dihasilkan oleh gerakan kapal. Perumusan dari tahanan gelombang menurut (Lunde, 1951) adalah sebagai berikut :

$$Rw = (Cw \times \pi \times 0,5 \times \rho \times U^2 \times V^{0.6})/125 \quad (2.6)$$

Dimana :

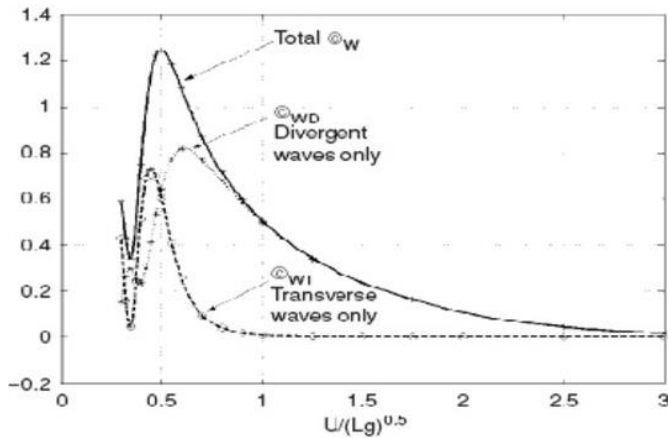
$Rw$  = Tahanan gelombang

$Cw$  = Koefisien Tahanan gelombang

$V$  = Volume displacement

Koefisien tahanan gelombang ( $Cw$ ) merupakan penjumlahan koefisien tahanan gelombang divergen ( $Cwd$ ) dan tranverse ( $Cwt$ ). Kemudian  $Cw$ ,  $Cwd$  dan  $Cwt$  merupakan fungsi dari Froude number ( $Fn$ ) =  $U/(Lg)^{0.5}$ .

Jika  $Fn$  lebih dari sama dengan 0,8, maka  $Cwd$  memberikan kontribusi utama terhadap besarnya tahanan gelombang.



Gambar 2.2. Diagram untuk mencari koefisien Tahanan gelombang

#### 2.2.4 Tahanan Tambahan (Ro)

Tahanan yang diakibatkan karena adanya komponen-komponen tambahan dari kapal di dalam air, seperti bilge

keel, struts, skegs, dsb. Besarnya tahanan ini berkisar antara 8% sampai 14% dari tahanan total lambung.

## **2.3 Karakteristik Sistem Propulsi Waterjet**

Pada karakteristik sistem propulsi waterjet, penerapan prinsip reaksi hanya berbeda pada metode dan mekanisme yang digunakan untuk menghasilkan suatu aksi gerakan. Dengan adanya aksi gaya dorong, akan menyebabkan kapal dapat bergerak ke depan dengan kecepatan tertentu dan reaksi dari fluida terhadap kapal akan menimbulkan tahanan (resistance).

### **2.3.1 Gaya Dorong**

Di Towing tank, pengukuran gaya dorong dan torsi secara langsung seperti kapal dengan sistem penggerak waterjet, pendekatan yang dilakukan adalah dengan menggunakan hukum kekekalan momentum dan energi untuk menghitung gaya dorong pada system waterjetnya.

Semakin berkembangnya penggunaan sistem waterjet dikapal, pengkajian yang lebih intensif dan mendalam telah dilakukan dan menghasilkan kesimpulan bahwa penggunaan teori momentum dasar saja tidak dapat dibenarkan, karena teori ini menghasilkan pengaruh – pengaruh sekunder yang juga berperan dalam pencapaian efisiensi propulsif untuk dapat dibandingkan dengan propeller.

Secara garis besar, teori dasar momentum tetap digunakan karena memuat hukum dasar untuk perhitungan penggerak sistem waterjet. Tetapi selanjutnya, dalam penggunaan teori momentum dasar harus dikoreksi dengan pengaruh praktis di lapangan melalui pengujian model fisik.



Gaya dorong merupakan aksi dari pompa yang mengakibatkan fluida mengalir melalui saluran dengan memberikan energi pada sistem, kemudian diubah oleh nosel sehingga terjadi kenaikan momentum aliran. Berdasarkan persamaan momentum aliran pada kontrol volume maka :

$$\sum F = \frac{\partial}{\partial t} \int_{CS} \vec{V} \cdot \rho \cdot dV + \int_{CS} \vec{V} \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.7)$$

Sehingga untuk aliran steady didapatkan:

$$\sum F_x = \int_{CS} \vec{V} \cdot \rho \cdot \vec{V} \cdot d\vec{A} \quad (2.8)$$

$$\sum F_x = U_i(-\rho_i \cdot V_i \cdot A_i) + U_n(\rho_n \cdot V_n \cdot A_n) \quad (2.9)$$

Dimana resultan gaya ( $\sum F$ ) merupakan penjumlahan dari semua gaya yang bekerja pada sistem analog dengan gaya dorong (T). Dengan adanya gesekan aliran pada permukaan bawah dari badan kapal maka akan menimbulkan boundary layer yang akan mempengaruhi profil kecepatan pada lubang inlet. Persamaan gaya dorong untuk sistem propulsi waterjet adalah :

$$T = \dot{m} \cdot (V_j - V_i) \quad (2.10)$$

$$T = \rho \cdot A_n \cdot V_j \cdot (V_j - V_i) \quad (2.11)$$

Dimana:

T	= Gaya dorong
$\dot{m}$	= Laju aliran massa fluida
$\rho$	= Massa jenis fluida kerja
$A_n$	= Luas penampang outlet nosel
$V_j$	= Kecepatan aliran jet

$V_i$  = Kecepatan aliran saluran inlet

### 2.3.2 Daya Dorong Efektif

Daya dorong efektif (EHP) adalah besarnya daya yang dibutuhkan untuk menggerakkan kapal dengan kecepatan tertentu. Suatu sistem propulsi yang menghasilkan daya dorong harus mampu mengatasi beban tahanan aliran agar kecepatan yang direncanakan dapat tercapai. Persamaan daya dorong efektif adalah :

$$EHP = R_T \cdot V_S \quad (2.12)$$

Pada kondisi yang ideal maka harga (R) akan sama dengan (T), maka:

$$EHP = m \cdot [V_j - (1 - w) \cdot V_S] \cdot V_S \quad (2.13)$$

Dimana:

$V_S$  = Kecepatan service kapal

$w$  = fraksi arus ikut (wake)

### 2.3.3 Head Loss pada Sistem Saluran

Suatu aliran fluida yang mengalir dari suatu titik ke titik lainnya maka akan menimbulkan energi mekanik yang dapat dinyatakan dengan persamaan Bernoulli [ Fox and Mc. Donald, 1994] sebagai berikut:

$$\frac{P_1}{\gamma} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\gamma} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + Z_2 \quad (2.14)$$

Pada aliran yang mempunyai kekentalan maka efek dari gesekan akan menimbulkan adanya perubahan energi pada fluida tersebut, sehingga akan menimbulkan perubahan energi mekanik dari fluida.

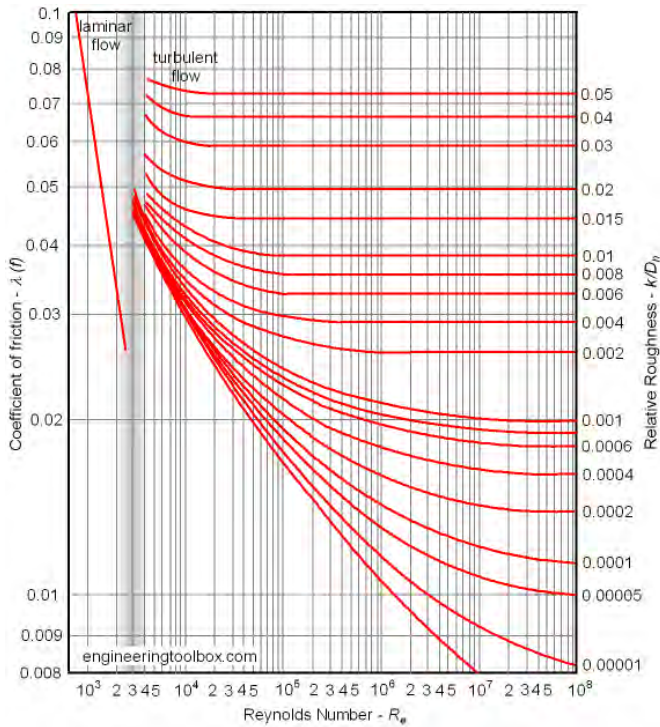
Secara umum head loss dapat dibagi dalam dua kelompok yaitu mayor losses dan minor losses.

#### 2.3.4 Head Loss Mayor

Mayor Losses merupakan penjumlahan dari efek gesekan pada aliran fully developed sepanjang saluran yang dilewati oleh aliran. Untuk mengevaluasi head loss mayor yang terjadi pada aliran fully developed yang melalui saluran dengan luas penampang konstan dengan  $\frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} = \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g}$  dan saluran pada posisi horizontal ( $Z_1=Z_2$ ) yang dapat disubstitusikan ke persamaan Bernoulli, maka akan didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$\frac{P_1 - P_2}{\gamma} = \frac{\Delta P}{\gamma} = h_L \quad (2.15)$$

Dari analisa dimensi, head loss mayor merupakan fungsi dari bilangan Reynould, perbandingan panjang dan diameter dan perbandingan tingkat kekasaran pipa. Kemudian bilangan Reynould (Re) dan kekasaran pipa didefinisikan sebagai factor gesekan yang didefinisikan sebagai faktor gesekan yang besarnya dapat ditentukan dari eksperimen L.F. Moody yang dinyatakan dalam bentuk grafik sebagai berikut :



*Gambar 2.3. Diagram L.F. Moody*

Sehingga besarnya head loss mayor dapat dirumuskan sebagai berikut :




$$h_L = f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (2.16)$$

### 2.3.5 Head Loss Minor

Minor Losses merupakan kerugian yang disebabkan karena adanya kerugian pada saluran masuk, adanya belokan, perubahan pada penampang dan lainnya. Secara umum besarnya head loss minor dapat dinyatakan sebagai berikut :

$$h_{LM} = K_2 \cdot \frac{v^2}{2g} \quad (2.17)$$

Dimana harga koefisien kerugian (  $K_2$  ) dapat ditentukan dari tabel dan grafik yang ada sesuai dengan jenis kelengkapan sistem saluran yang dilewati oleh fluida seperti berikut :

Entrance Type		Minor Loss Coefficient, $K^o$								
Reentrant		0.78								
Square-edged		0.5								
Rounded		<table> <tr> <td><math>r/D</math></td> <td>0.02</td> <td>0.06</td> <td><math>\geq 0.15</math></td> </tr> <tr> <td><math>K</math></td> <td>0.28</td> <td>0.15</td> <td>0.04</td> </tr> </table>	$r/D$	0.02	0.06	$\geq 0.15$	$K$	0.28	0.15	0.04
$r/D$	0.02	0.06	$\geq 0.15$							
$K$	0.28	0.15	0.04							

Gambar 2.4. Koefisien kerugian ( $K_2$ )

### 2.3.6 Daya Pompa

Aksi dari impeller pompa akan menyebabkan fluida dapat mengalir pada tekanan dan laju aliran tertentu. Tetapi hal ini juga akan menimbulkan adanya kerugian energi sehingga arus dipertimbangkan dalam perencanaan instalasinya. Berdasarkan persamaan energi pada volume kendali, pada pompa, dan nossel berlaku persamaan sebagai berikut :

$$\frac{P_i}{\gamma} + \frac{v_i^2}{2g} + Z_i + H_{pump} = \frac{P_j}{\gamma} + \frac{v_j^2}{2g} + Z_j + H_{loss} \quad (2.18)$$

Dimana :

$P_i$  = Tekanan statik pada saluran inlet

$P_j$  = Tekanan statik pada jet/nossel  
 $v_i$  = Kecepatan aliran masuk pada saluran inlet  
 $v_j$  = Kecepatan aliran masuk pada jet/nossel  
 $Z_1$  = Tinggi elevasi inlet terhadap sumbu center  
 $H_{pump}$  = Head pompa  
 $H_{loss}$  = Head kerugian total

Untuk kondisi  $P_i \approx P_j$  maka head pompa adalah :

$$H_{pump} = \frac{v_j^2}{2g} + \frac{v_t^2}{2g} + h_j + H_{loss} \quad (2.19)$$

$$H_{loss} = \zeta \frac{v_t^2}{2g} + \psi \frac{v_j^2}{2g} + f \cdot \frac{L}{D} \cdot \frac{v_t^2}{2g} \quad (2.20)$$

Dimana :

$\zeta$  = Factor kerugian saluran inlet nossel  
 $\psi$  = Factor kerugian saluran outlet nossel  
 $h_j$  = perubahan elevasi antara inlet dan outlet

Besarnya faktor kerugian inlet disarankan antara 0,15 sampai 0,35 untuk perancangan sistem propulsi waterjet yang baik berdasarkan prinsip Naval Architecture (1988). Head pompa merupakan besarnya head tekan yang dihasilkan oleh sistem pompa untuk mengatasi kerugian aliran pada sistem waterjet, maka head tersebut tergantung pada sistem instalasi dimana pompa tersebut akan dipasang. Sehingga jika kedua persamaan diatas disubstitusikan akan didapatkan persamaan sebagai berikut :

$$H_{pump} = (1 + \psi) \frac{v_j^2}{2g} - (1 - \zeta) \frac{v_t^2}{2g} + h_j \quad (2.21)$$

Sehingga persamaan daya pompa adalah :

$$P_p = \rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{pump} \quad (2.22)$$

### 2.3.7 Efisiensi Pompa

Kerugian daya pompa timbul karena bentuk konstruksi dari pompa itu sendiri serta karena adanya kehilangan energi pada bagian pompa yang bersentuhan. Sehingga dengan adanya kerugian daya tersebut, maka daya yang dibutuhkan pompa pada poros inputnya menjadi :

$$P_{Sh} = \frac{P_P}{\eta_{OP}} = \frac{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{pump}}{\eta_{OP}} \quad (2.23)$$

Dimana :

$P_{Sh}$	= Daya pompa pada poros input
$PP$	= Daya pompa
$Q$	= Kapasitas aliran pompa
$H_{pump}$	= Head pompa
$\eta_{OP}$	= Efisiensi total pompa = $\eta_v \times \eta_h \times \eta_m$
$\eta_v$	= Efisiensi volumetric
$\eta_h$	= Efisiensi hidrolis
$\eta_m$	= Efisiensi mekanis

### 2.3.8 Efisiensi Waterjet

Energi aliran yang diberikan pompa adalah input energi sistem propulsi waterjet yang kemudian akan terjadi kenaikan momentum aliran pada nosel karena adanya peningkatan kecepatan aliran sehingga akan menghasilkan daya dorong. Perbandingan antara output energi terhadap input energi sistem propulsi waterjet adalah efisiensi jet ( $\eta_j$ ).

$$\eta_j = \frac{T \cdot V_s}{\rho \cdot g \cdot Q \cdot H_{pump}} \quad (2.24)$$

Atau

$$\eta_j = \frac{T.V_s}{m.g.H_{pump}} \quad (2.25)$$

Dengan mensubstitusikan persamaan head pompa dan gaya dorong maka persamaan diatas akan menjadi :

$$\eta_j = \frac{m.[V_j - (1-w).V_s].V_s}{\frac{1}{2}.m[(1+\psi)V_j - (1-\zeta)(1+w)^2V_s^2 + 2g.h_j]} \quad (2.26)$$

Jika pembilang dan penyebut dibagi dengan  $V_j^2$  dan mensubstitusikan rasio kecepatan jet yang didefinisikan sebagai rasio kecepatan efektif (wake) terhadap kecepatan jet:

$$\mu = \frac{V_s}{V_j} \quad (2.27)$$

dan

$$\mu_i = \frac{(1-w)V_s}{V_j} \quad (2.28)$$

Sehingga :

$$\mu_i = (1 - w). \mu \quad (2.29)$$

Kemudian persamaan diatas dapat disusun kembali menjadi:

$$\eta_j = \frac{1}{(1-w)} \times \frac{2.\mu(1-\mu)}{(1+\psi) - (1-\zeta)\mu^2 + \frac{2g.h_j}{V_j^2}} \quad (2.30)$$

### 2.3.9 Efisiensi Badan Kapal

Seperti pada kapal-kapal pada umumnya, efisiensi badan kapal dapat ditentukan dari wake efektif thrust deduction factornya.

$$\eta_H = \frac{1-t}{1-w} \quad (2.31)$$



Dimana:

$\eta_H$  = Efisiensi badan kapal

$w$  = Wake efektif

$t$  = Thrust deduction factor

Thrust deduction factor ( $t$ ) dapat ditentukan dari hasil kali gaya dorong ( $T$ ) dan tahanan ( $R$ ).

$$t = 1 - \left( \frac{R}{T} \right) \quad (2.32)$$

Sedangkan wake efektif dapat ditentukan dari pengukuran kecepatan aliran air sebelum masuk inlet.

$$w = 1 - \left( \frac{V_i}{V_s} \right) \quad (2.33)$$

Dimana:

$V_i$  = Kecepatan rata-rata aliran masuk pada saluran inlet

$V_s$  = Kecepatan kapal

### 2.3.10 Efisiensi Sistem Transmisi

Sistem transmisi dari penggerak utama hingga ke pompa terdiri atas poros putaran tinggi yang keluar langsung dari penggerak utama, gearbox, dan poros yang dihubungkan ke pompa waterjet. Karena daya penggerak utama ditransmisikan melalui perlengkapan-perlengkapan seperti diatas maka akan timbul kerugian-kerugian daya yang dikeluarkan oleh penggerak utama hingga sampai ke pompanya.

Dalam perancangan akan diambil faktor koreksi pada sistem transmisi langsung, agar daya yang dibutuhkan pompa propulsor dapat terpenuhi yaitu diambil  $\eta_r = 0,96 - 0,99$ , karena kerugian akibat sistem transmisi pada umumnya

sebesar 1% - 4% tergantung sistem transmisi yang digunakan. Efisiensi transmisi ( $\eta_r$ ) merupakan perkalian antara efisiensi pada roda gigi ( $\eta_g$ ) dan efisiensi kopling ( $\eta_k$ ).

### 2.3.11 Efisiensi Propulsif Keseluruhan

Pergerakan kapal akan menimbulkan tahanan total yang diterima kapal harus dapat diatasi oleh system propulsinya. Kemampuan sistem propulsi menyeluruh diperhitungkan sebagai efisiensi propulsi overall (OPC) yang ditinjau dari energi yang diberikan penggerak pompa, kerugian transmisi sampai pada keluaran daya efektif yang berguna untuk menggerakkan kapal. Sehingga efisiensi propulsif overall (OPC) untuk sistem propulsi waterjet dapat dijelaskan sebagai berikut :

$$OPC = \eta_{j \text{ aktual}} \times \eta_P \times \eta_r \times \eta_t \times (1 - t) \quad (2.34)$$

$$OPC = \eta_{j \text{ ideal}} \times \eta_P \times \eta_r \times \eta_t \times \eta_H \quad (2.35)$$

Dimana :

$\eta_j$  = Efisiensi system jet yang dihitung dari kevepatan aliran jet, kerugian pada saluran inlet, kerugian pada nossel, dll.

$\eta_P$  = Efisiensi pompa.

$\eta_r$  = Efisiensi relative, secara umum harganya mendekati 1.

$\eta_H$  = Efisiensi badan kapal.

## 2.4 Nozzle

Nossel adalah sebuah alat yang digunakan untuk mengubah energi akibat adanya perbedaan tekanan statis antara dua titik dalam medan aliran menjadi energi kinetik

fluida. Aliran yang melauai nosel menuju tekanan statis yang lebih rendah yang terletak pada kerongkongan nosel. Gradien tekanan statik disebabkan karena adanya aliran fluida yang mengalir dengan percepatan menuju kerongkongan nosel pada permukaan nosel yang berbentuk konvergen. Lapisan batas yang panjang pada nosel konvergen mempengaruhi penurunan viskositas, besarnya kerugian gesek dan akan menyebabkan berkurangnya kemampuan nosel, karena lapisan batas yang dihasilkan relatif besar.

## 2.5 Aliran Inkompresibel

Berdasarkan persamaan konservasi massa untuk aliran fluida inkompresibel berlaku persamaan sebagai berikut :

$$V_1 = V_2 \cdot \left( \frac{A_2}{A_1} \right) \quad (2.36)$$

Pada nosel konvergen mendarat dengan aliran tanpa gesekan dan inkompresibel, berlaku tekanan total pada setiap titik yang konstan.

$$\frac{P_1}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_1 V_1^2}{2g} + Z_1 = \frac{P_2}{\rho \cdot g} + \frac{\alpha_2 V_2^2}{2g} + Z_2 \quad (2.37)$$

Dengan  $Z_1 \approx Z_2$  maka didapat persamaan sebagai berikut :

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2} \times \rho \times (V_2^2 - V_1^2) \quad (2.38)$$

Dengan mensubstitusikan kedua persamaan diatas akan didapat persamaan :

$$P_1 - P_2 = \frac{1}{2} \times \rho \times V_2^2 \times \left( 1 - \left( \frac{A_2}{A_1} \right)^2 \right) \quad (2.39)$$

Karena  $A_1 > A_2$  maka tekanan statisnya akan turun ( $P_1 > P_2$ ) dan kecepatan aliran rata-rata akan naik dalam arah aliran

menuju leher nosel. Sedangkan tekanan totalnya adalah konstan.

Dari persamaan (2.36) akan didapat harga kecepatan outletnya ( $V_2$ ) sebagai berikut :

$$V_2 = \rho \times A_2 \times \left( \frac{A}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2} \right)^{0,5} \left( \frac{2(P_1 - P_2)}{\rho} \right) \quad (2.40)$$

Sedangkan laju aliran massa melalui nosel adalah :

$$m = \rho \times A_2 \times \left( \frac{A}{1 - \left(\frac{A_2}{A_1}\right)^2} \right)^{0,5} \left( \frac{2(P_1 - P_2)}{\rho} \right)^{0,5} \quad (2.41)$$

Jika penampang keluaran nosel berbentuk lingkaran maka luasan aliran sebanding dengan kuadrat meternya. Jika kecepatan maksimum kurang dari 30% kecepatan suara dan perubahan tekanan kurang dari 10% maka tekanannya tidak statik absolut.

## **BAB 3**

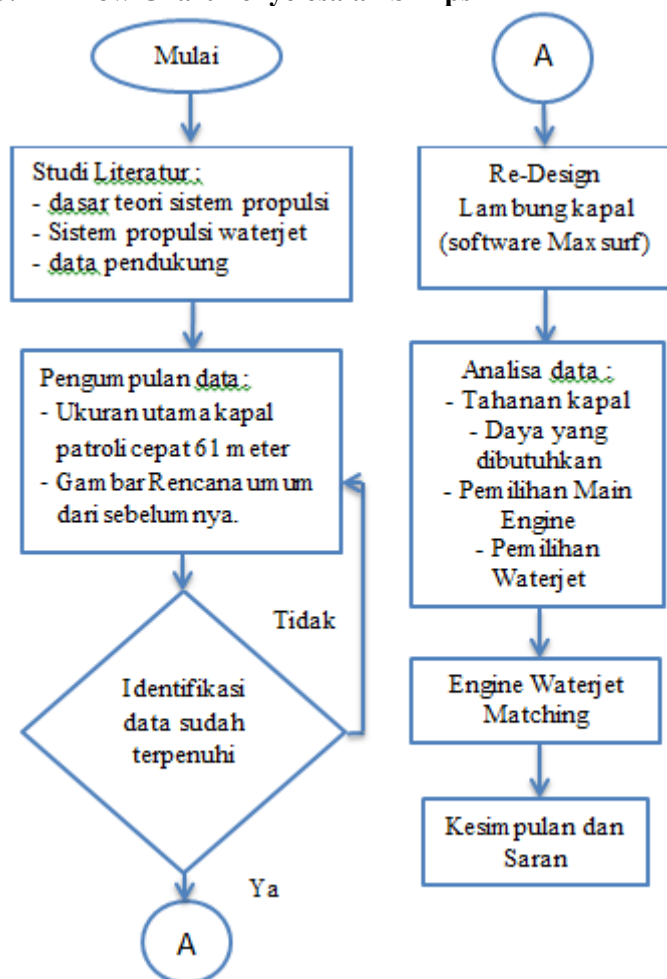
### **METODE PENELITIAN**

#### **3.1 Metodologi Penelitian**

Metodologi yang akan digunakan dalam skripsi ini adalah analisa perencanaan sistem propulsi waterjet untuk kapal patroli cepat 61 meter secara keseluruhan. Kemudian akan dilakukan penentuan nilai tahanan total pada kapal. Kemudian pada tahap selanjutnya adalah pemilihan waterjet yang tepat guna menghasilkan daya dorong yang sesuai berdasarkan pada pabrik pembuat waterjet.

Selain itu dimensi dari waterjet juga perlu diperhatikan, apakah ruang dari kamar mesin pada kapal patroli cepat 61 meter bisa menampung dimensi dari waterjet. Kemudian metodologi penulisan skripsi ini mencakup semua kegiatan yang akan dilaksanakan untuk memecahkan masalah atau melakukan proses analisa terhadap permasalahan skripsi. Untuk lebih jelasnya akan dijabarkan sebagai berikut:

### 3.2 Flow Chart Penyelesaian Skripsi



Gambar 0.1. Kerangka Konsep

### **3.3 Penjelasan Flow chart**

Berikut ini adalah penjelasan tahapan – tahapan yang digunakan dalam menyelesaikan tugas akhir ini akan dijelaskan sebagai berikut :

#### **3.3.1 Studi literatur**

Pada tahapan ini bertujuan untuk mempelajari dasar – dasar teori mengenai sistem propulsi, system propulsi waterjet, dan data pendukungnya yang diperoleh dari hasil penulisan tugas akhir sebelumnya, artikel, jurnal-jurnal, kepustakaan maupun dari internet.

#### **3.3.2 Pengumpulan data**

Yaitu pengumpulan data – data kapal baik itu ukuran utama maupun gambar general arrangement dari gambar sebelumnya yang akan di re-design.

#### **3.3.3 Analisa data**

Pada bagian analisa hasil dan pembahasan ini akan dilakukan analisa perencanaan sistem propulsi waterjet untuk kapal secara keseluruhan. Kemudian akan dilakukan penentuan nilai tahanan total dan kemudian pada tahap selanjutnya adalah perhitungan gaya dorong. Kemudian akan dilakukan perhitungan head pomp dan Perhitungan efisiensi sistem waterjet.

Dan yang terakhir adalah pemilihan waterjet yang tepat guna menghasilkan daya dorong yang sesuai berdasarkan pada pabrik pembuat waterjet. Selain itu dimensi dari waterjet pada ruang dari kamar mesin pada kapal apakah bisa menampung dimensi dari waterjet.

### **3.3.4 Kesimpulan dan Saran**

Setelah semua analisa mampu menyelesaikan permasalahan yang ada pada rumusan masalah, maka yang terakhir adalah menyimpulkan hasil analisa beserta saran



## **BAB 4**

### **HASIL DAN PEMBAHASAN**

#### **4.1 Pengambilan Data**

Untuk pengambilan data ini diambil dari Kapal Patroli Cepat 61 M (kapal pembanding), dengan spesifikasi sebagai berikut :

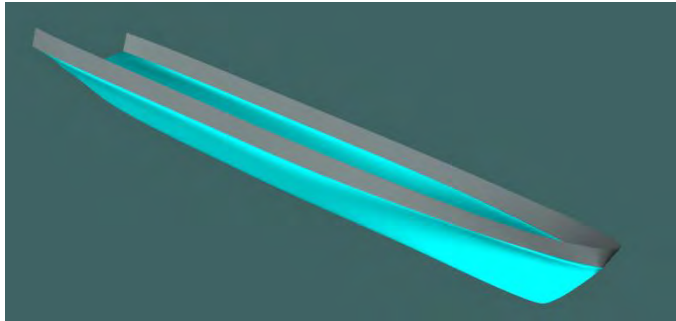
❖ LOA	: 61,20 meter
❖ LWL	: 57,81 meter
❖ LPP	: 56,45 meter
❖ B mld	: 8,50 meter
❖ H mld	: 5,00 meter
❖ H total	: 18,04 meter
❖ Draught Design	: 1,70 meter
❖ Endurance	: 2000 NM
❖ Displacement	: 220,837 ton
❖ Max. Speed	: 22 Knot

#### **4.2 Re-Design**

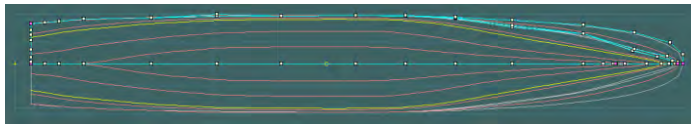
##### **4.2.1 Lambung Kapal**

Pemodelan lambung kapal dimulai dengan membuat model kapal memakai program Maxsurf Modeller 20 v8i x64. Pemodelan pada program Maxsurf ini yaitu pemodelan lambung kapal dari garis air hingga ke base line.

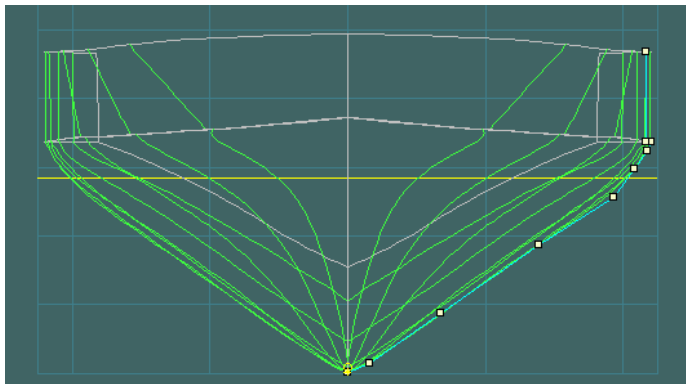
Sistem pipa inlet pompa, sistem outlet dan struktur penahannya tidak dibuat karena tidak bisa dibuat pada program tersebut. Akan tetapi, akan menjadi pertimbangan dalam penentuan besar tahanan kapal.



*Gambar 4.1. Pemodelan kapal*



*Gambar 4.2. Sheer Plan*



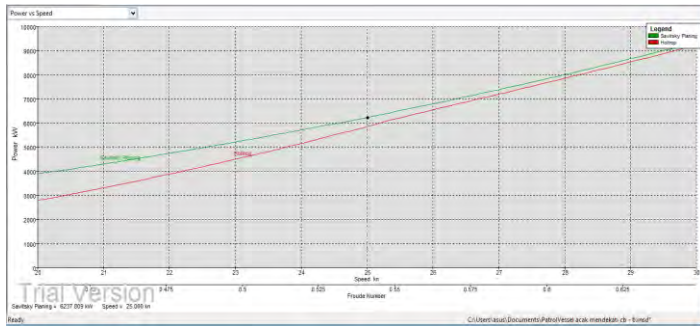
*Gambar 4.3. Body Plan*

Pada bagian body plan bagian haluan sama seperti gambar sebelumnya, namun perubahan akan terjadi pada bagian buritan.

#### 4.2.2 Analisa Tahanan Kapal

Tahanan kapal dihitung untuk mengetahui berapa besar nilai gaya dorong yang bisa diberikan oleh nossel pada arah lurus ke belakang.

Dalam menentukan nilai tahanan total dalam perancangan ini menggunakan metode Savitsky. Karena metode Savitsky digunakan untuk kapal – kapal dengan bentuk lambung V. Dalam analisa perancangan ini menggunakan metode Savitsky planning power.



*Gambar 4.4. Diagram perbandingan antara power vs speed*

Setelah mengetahui hasil perhitungan daya dari program Maxsurf Resistance, maka akan diketahui berapa daya yang dibutuhkan agar kapal dapat bergerak. Sehingga ada korelasi antara mesin dengan waterjet yang akan dipilih agar kapal mampu menahan tahanan supaya kapal dapat bergerak cepat.

Hydrostatics at DWL			
	Measurement	Value	Units
1	Displacement	461.52	tonne
2	Volume	450.263	m <sup>3</sup>
3	Draft to Baseline	2.85	m
4	Immersed depth	2.853	m
5	Lwl	57.81	m
6	Beam wl	8.085	m
7	WSA	467.99	m <sup>2</sup>
8	Max cross sect area	12.147	m <sup>2</sup>
9	Waterplane area	352.219	m <sup>2</sup>
10	Cp	0.641	
11	Cb	0.338	
12	Cm	0.527	
13	Cwp	0.754	
14	LCB from zero pt	27.058	m
15	LCF from zero pt	26.482	m

Gambar 4.5. Data yang telah didapatkan dari maxsurf modeller

	Speed (kn)	Froude No. LVVL	Froude No. Vol.	Savitsky Planing Resist. (kN)	Savitsky Planing Power (kW)	Hoitrop Resist. (kN)	Hoitrop Power (kW)
1	20.000	0.433	1.194	189.2	3894.147	135.6	2789.522
2	20.250	0.438	1.209	191.7	3994.388	140.0	2916.722
3	20.500	0.444	1.224	194.2	4096.344	144.4	3048.592
4	20.750	0.449	1.239	196.7	4200.027	148.9	3179.145
5	21.000	0.454	1.254	199.3	4305.449	153.4	3314.395
6	21.250	0.460	1.269	201.8	4412.622	157.9	3452.357
7	21.500	0.465	1.284	204.4	4521.558	162.4	3593.043
8	21.750	0.471	1.299	207.0	4632.269	167.0	3736.467
9	22.000	0.476	1.314	209.6	4744.765	171.5	3882.645
10	22.250	0.481	1.329	212.3	4859.057	176.1	4031.588
11	22.500	0.487	1.344	214.9	4975.157	180.7	4183.311
12	22.750	0.492	1.358	217.6	5093.076	185.3	4337.828
13	23.000	0.498	1.373	220.3	5212.823	190.0	4495.153
14	23.250	0.503	1.388	223.0	5334.408	194.6	4655.296
15	23.500	0.509	1.403	225.7	5457.843	199.3	4818.279
16	23.750	0.514	1.418	228.5	5583.136	204.0	4984.108
17	24.000	0.519	1.433	231.2	5710.301	208.7	5152.799
18	24.250	0.525	1.448	234.0	5839.339	213.4	5324.366
19	24.500	0.530	1.463	236.8	5970.264	218.1	5498.823
20	24.750	0.536	1.478	239.7	6103.085	222.9	5676.182

21	25.000	0.541	1.493	242.5	6237.809	227.7	5856.459
22	25.250	0.546	1.508	245.4	6374.446	232.5	6039.666
23	25.500	0.552	1.523	248.2	6513.008	237.0	6218.256
24	25.750	0.557	1.538	251.1	6653.491	240.9	6382.192
25	26.000	0.563	1.553	254.0	6795.914	244.7	6545.675
26	26.250	0.568	1.567	257.0	6940.281	248.4	6708.852
27	26.500	0.573	1.582	259.9	7086.599	252.0	6871.872
28	26.750	0.579	1.597	262.9	7234.876	255.6	7034.890
29	27.000	0.584	1.612	265.8	7385.122	259.1	7198.062
30	27.250	0.590	1.627	268.8	7537.335	262.6	7361.543
31	27.500	0.595	1.642	271.8	7691.527	266.0	7525.487
32	27.750	0.600	1.657	274.9	7847.702	269.3	7690.043
33	28.000	0.606	1.672	277.9	8005.867	272.7	7855.359
34	28.250	0.611	1.687	280.9	8166.027	276.0	8021.575
35	28.500	0.617	1.702	284.0	8328.188	279.3	8188.829
36	28.750	0.622	1.717	287.1	8492.355	282.5	8357.252
37	29.000	0.628	1.732	290.2	8658.532	285.8	8526.970
38	29.250	0.633	1.747	293.3	8826.724	289.0	8698.100
39	29.500	0.638	1.762	296.4	8996.935	292.3	8870.758
40	29.750	0.644	1.776	299.6	9169.170	295.5	9045.050
41	30.000	0.649	1.791	302.7	9343.433	298.7	9221.079

*Gambar 4.6. Tahanan dan daya yang telah didapatkan dari Maxsurf Resistance*

Berdasarkan tabel diatas, perhitungan tahanan yang dipakai menggunakan metode Savitsky dengan *efficiency overall* 50% . Tahanan kapal dihitung pada kecepatan 20 knot hingga 30 knot. Dalam perhitungan dipakai tahanan kapal yang terbesar dari metode Savitsky sebesar 302.7 KN. Karena metode Savitsky digunakan untuk kapal – kapal dengan bentuk lambung V.

### 4.3 Penentuan Kebutuhan Daya Mesin Penggerak Utama

#### 4.3.1 Perhitungan daya dorong yang dibutuhkan

Daya dorong yang dibutuhkan kapal dapat dirumuskan sebagai berikut :

$$T = R_T / (1-t)$$

Dimana : Besarnya harga dari factor deduksi gaya dorong (t) untuk kapal kecepatan tinggi dengan sistem propulsi water jet sekitar (-0.05) – 0.20. Untuk tahap perhitungan awal diambil harga t = 0, sehingga didapatkan besarnya daya dorong yang

dibutuhkan adalah sama dengan besarnya tahanan total yang terjadi.

$$\begin{aligned} T &= R_T \\ &= 302.7 \text{ KN} \end{aligned}$$

Sistem propulsi waterjet pada kapal patroli cepat 61 meter ini merencanakan menggunakan 3 buah pompa water jet yang dihubungkan pada setiap mesin penggerak utama. Sehingga besarnya harga gaya dorong per pompa untuk masing – masing sistem propulsi water jet tersebut dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned} \left(\frac{T}{z}\right) &= \left(\frac{T}{3}\right) \\ &= \frac{302.7}{3} \\ &= 100.9 \text{ KN} \\ &= 22682.31 \text{ lbf} \end{aligned}$$

Sehingga perkiraan awal dalam perancangan system propulsi water jet ini maka diambil harga *Overall Propulsive Efficiency* (OPC) sebesar 0.50 sehingga didapat besarnya BHP sebagai berikut :

$$\begin{aligned} BHP_1 &= \left(\frac{T}{z}\right) \times \frac{Vs}{OPC} \\ &= 100.9 \times \frac{15.432}{0.50} \\ &= 3114.18 \text{ kW} \\ &= 4176.18 \text{ HP} \end{aligned}$$

Dengan menggunakan 3 mesin dan 3 water jet maka daya total yang dibutuhkan sebesar :

$$BHP_2 = BHP_1 \times 3$$

$$= 3114.18 \times 3$$

$$= 9342.54 \text{ kW}$$

Jika BHP dari hasil perhitungan manual dari maxsurf adalah  $BHP_{SCR}$  maka  $BHP_{MCR}$  untuk satu main engine dengan margin 15% adalah sebagai berikut :

$$\begin{aligned} BHP_{MCR} &= \frac{BHP_1}{1 - 15\%} \\ &= \frac{3114.18}{85\%} \\ &= 3663.74 \text{ kW} \\ &= 4913.16 \text{ HP} \end{aligned}$$

Pada sistem pompa water jet ini direncanakan impeller pompa yang digerakkan oleh motor dengan transmisi kopling langsung, dengan efisiensi tranmisi ( $\eta_T$ ) antara 0.96 – 0.99 per pompa. Dalam perencanaan ini diambil harga 0.98 sehingga dapat dihitung besarnya SHP sebagai berikut :

$$\begin{aligned} SHP &= BHP_1 \times \eta_T \\ &= 3114.18 \times 0.98 \\ &= 3051.9 \text{ kW} \\ &= 4092.7 \text{ HP} \end{aligned}$$

#### 4.3.2 Perhitungan dimensi waterjet pump

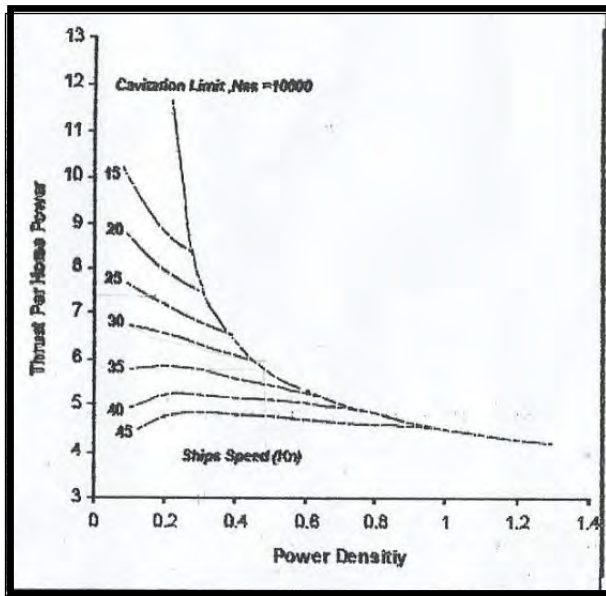
Merujuk pada buku karangan Band and Lewis 1992, yang akan ditunjukkan dalam gambar 4.8 berikut untuk harga (T/SHP) dalam satuan (lbf/HP) dapat ditentukan harga power density ( $SHP/Di^2$ ) dengan satuan ( $HP/cm^2$ ). Setelah harga gaya dorong

dan SHP di konversi kedalam satuan yang sesuai maka didapatkan harga rasio gaya dorong – SHP tiap pompa adalah:

$$\frac{T}{SHP} = \frac{22682.31}{4092.7}$$

$$= 5.54$$

Sehingga untuk harga  $(T/SHP) = 5.54$  sesuai dengan gambar 4.8 dibawah ini akan didapatkan harga  $(SHP/Di^2) = 0.48$ .



Gambar 4.7. Diagram dimensi inlet sistem waterjet

Setelah didapatkan harga power density, maka dapat ditentukan dimensi-dimensi dari system waterjet yang lainnya:

- Diameter inlet pompa ( $D_i$ )



$$\begin{aligned}
 D_i &= \sqrt{\frac{SHP}{0.48}} \\
 &= \sqrt{\frac{4009.15}{0.48}} \\
 &= 91.4 \text{ cm} \\
 &= 0.91 \text{ m}
 \end{aligned}$$

b. Rasio luasan nossel

Dari ukuran standart inlet pompa ( $D_i$ ) yang telah dihasilkan maka dapat dihitung luasan inlet untuk sistem saluran waterjet sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 A_i &= \frac{\pi}{4} \times D_i^2 \\
 &= \frac{3.14}{4} \times (0.91)^2 \\
 &= 0.65 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

Dalam perencanaan dimensi inlet dan outlet dari system water jet pump ini digunakan rasio luasan nossel dan luasan inlet adalah sebesar 0.35 sehingga harga  $A_n$  dapat dihitung sebagai berikut :

$$\begin{aligned}
 A_n &= AR \times A_i \\
 &= 0.35 \times 0.65 \\
 &= 0.2275 \text{ m}^2
 \end{aligned}$$

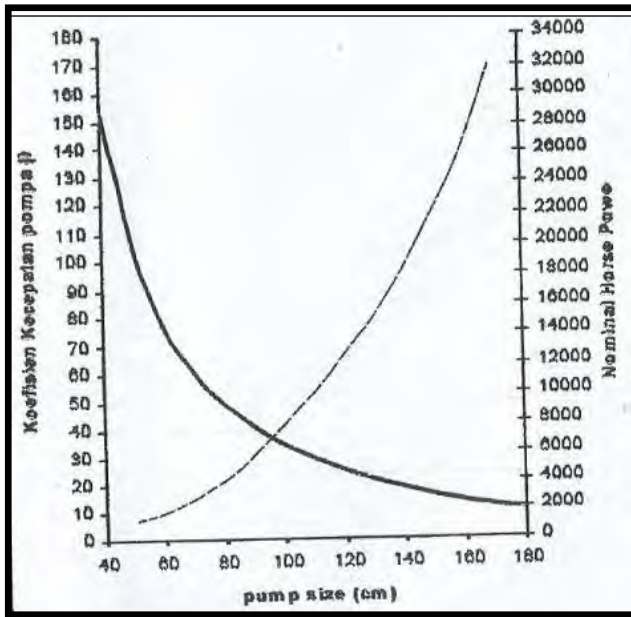
c. Diameter nossel ( $D_n$ )

$$D_n = \sqrt{AR \times D_i^2}$$

$$= \sqrt{0.35 \times (0.91)^2}$$

$$= 0.54 \text{ m}$$

Maka, dari hasil perhitungan diatas menunjukan ukuran diameter inlet pompa (Di) sebesar 0.91 m dan diameter nossel (Dn) sebesar 0.54 m.



Gambar 4.8. Diagram ukuran standar sistem water jet

Kemudian dari gambar 4.9 diatas, didapat harga koefisien kecepatan pompa (K1) sebesar 52.

#### 4.3.3 Fraksi arus ikut (w)

Perhitungan fraksi arus ikut (w) pada saluran masuk pada sistem waterjet menurut ITTC 1996 dapat dihitung dengan menggunakan rumus sebagai berikut:

$$w = \frac{T}{\rho \cdot Q_j \cdot V} + 1 - JVR$$

Dimana,

JVR : Jet Velocity Ratio, kecepatan aliran yang melewati nosel / jet dibagi dengan kecepatan kapal.

Qj : Kapasitas aliran yang melewati jet.

Karena harga untuk kapasitas aliran yang melewati jet (Qj) dan JVR belum diketahui maka sebagai perhitungan awal diambil harga fraksi arus ikut (w) sebesar 0.05, sehingga dapat kita hitung besarnya kecepatan inlet (Vi):

$$\begin{aligned} V_i &= (1 - w) \times V_s \\ &= (1 - 0.05) \times 15.432 \\ &= 14.66 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Setelah didapatkan harga kecepatan pada saluran masuk maka kecepatan aliran outlet atau kecepatan jet dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} V_j &= 0.5 \times \left[ V_i + \sqrt{V_i^2 + \frac{4 \cdot T}{\rho \cdot A_n}} \right] \\ &= 0.5 \times \left[ 14.66 + \sqrt{(14.66)^2 + \frac{4 \times 22682.31}{1025 \times 0.2275}} \right] \\ &= 19.62 \text{ m/s} \end{aligned}$$

Jet velocity ratio untuk sistem water jet dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} JVR &= \frac{V_j}{V_s} \\ &= \frac{19.62}{15.432} \end{aligned}$$

$$= 1.27$$

Kapasitas aliran yang melewati nosel / jet ( $Q_j$ ) dapat dihitung menggunakan rumus sebagai berikut :

$$\begin{aligned} Q_j &= A_n \times V_j \\ &= 0.2275 \times 19.62 \\ &= 4.46355 \text{ m}^3/\text{s} \end{aligned}$$

Harga dari fraksi arus ikut dapat dihitung kembali menggunakan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned} w &= \frac{T}{\rho \cdot Q_j \cdot V} + 1 - JVR \\ &= \frac{22682.31}{1025 \times 4.46355 \times 15.432} + 1 - 1.27 \\ &= 0.32 - 0.27 \\ &= 0.05 \end{aligned}$$

Karena harga fraksi arus ikut yang telah didapat sudah sesuai dengan harga yang diambil pada perhitungan awal maka perhitungan *Overall Propulsive Coefficient* (OPC) sistem propulsi water jet dapat dilanjutkan.

Laju aliran massa ( $\dot{m}$ ) dapat dihitung sebagai berikut:

$$\begin{aligned} \dot{m} &= \rho \times Q_j \\ &= 1025 \times 4.46355 \\ &= 4575.13875 \text{ Kg/s} \end{aligned}$$

Perbandingan antara kecepatan kapal dan kecepatan aliran yang melewati jet dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut:

$$\mu = \frac{V_s}{V_j}$$

$$\begin{aligned}
&= \frac{15.432}{19.62} \\
&= 0.786
\end{aligned}$$

Besarnya efisiensi jet ideal ( $\eta_{ideal}$ ) dapat dinyatakan dengan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
\eta_{ideal} &= \frac{2 \cdot \mu}{1 + \mu} \\
&= \frac{2 \times 0.786}{1 + 0.786} \\
&= 0.88
\end{aligned}$$

Untuk perencanaan sistem propulsi water jet, disarankan bahwa harga koefisien kerugian inlet ( $\psi$ ) antara 16% - 20%. Pada perhitungan ini diambil estimasi harga kerugian inlet sebesar 20%.

Sedangkan harga koefisien kerugian pada nosel ( $\zeta$ ) disarankan antara 1% - 4%. Pada perhitungan efisiensi jet diambil estimasi harga kerugian pada nosel sebesar 4%. Karena kerugian pada nosel lebih kecil bila dibandingkan dengan kerugian pada saluran inlet.

Sehingga dengan persamaan berikut dapat dihitung harga efisiensi jet actual ( $\eta_{aktual}$ ) untuk sistem water jet sebesar:

$$\begin{aligned}
\eta_{aktual} &= \frac{1}{1 - w} \times \frac{2 \cdot \mu \cdot (1 - \mu)}{(1 + \psi) - (1 - \zeta) \cdot \mu^2 + \frac{2 \cdot g \cdot h_j}{V_j^2}} \\
&= \frac{1}{1 - 0.05} \times \frac{2 \times (0.786) \times (1 - 0.786)}{(1 + 0.20) - (1 - 0.04) \times 0.786^2 + \frac{2 \times 9.8 \times 1}{19.62^2}} \\
&= 0.54
\end{aligned}$$

Pada perhitungan *Overall Propulsive Coefficient* (OPC) ini diambil estimasi efisiensi pompa sebesar 0.98 dan efisiensi relative rotative sebesar 0.98 dan efisiensi sistem transmisi 0.98 sehingga sesuai dengan persamaan berikut untuk sistem propulsi water jet :

$$\begin{aligned} OPC &= \eta_{j_{aktual}} \times \eta_P \times \eta_{RR} \times \eta_T(1 - t) \\ &= 0.54 \times 0.98 \times 0.98 \times 0.98(1-0) \\ &= 0.51 \end{aligned}$$

#### 4.4 Penentuan Putaran Pompa

Pada sistem propulsi waterjet, besarnya putaran pompa (N) dihitung dari harga SHP dan koefisien kecepatan pompa (K) yang telah didapat dari perhitungan sebelumnya. Nilai SHP dapat dikonversikan kedalam satuan horse power (HP), sehingga dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} N &= K_1 \times SHP^{1/3} \\ &= 52 \times 4009.15^{\frac{1}{3}} \\ &= 826 \text{ RPM} \end{aligned}$$

#### 4.5 Engine Waterjet Matching

##### 4.5.1 Pemilihan Mesin Penggerak Utama

Adapun beberapa pertimbangan dalam pemilihan motor sebagai tenaga penggerak utama kapal adalah sebagai berikut:

1. Daya dan kecepatan yang dapat disediakan mesin harus sesuai ataupun mendekati dengan yang dikehendaki melalui hasil perhitungan melihat situasi lapangan (pasar).

2. Pemakaian bahan bakar, untuk itu dipilih mesin induk yang mempunyai spesifik *fuel oil consumption* yang rendah, karena hal ini berkaitan dengan overhead cost.
3. Hemat pada pemakaian minyak pelumas.
4. Dimensi harus sesuai dengan kondisi pada kamar mesin.
5. Maintenance yang terjangkau dan mudah didapatkan.

Menurut hasil perhitungan daya yang dibutuhkan dalam perancangan, dicari mesin utama kapal yang mempunyai daya yang mendekati dengan daya yang diinginkan. Adapun jenis mesin utama yang dipilih adalah sebagai berikut :

Tabel 4.1 Spesifikasi Mesin Penggerak Utama

Merk	MTU
Type	20V 4000 M93
Power (kW)	3900
Power (HP)	5230
RPM	2100
<i>Fuel Oil Consumption</i> (l/h)	992.6

#### 4.5.2 Engine Performance

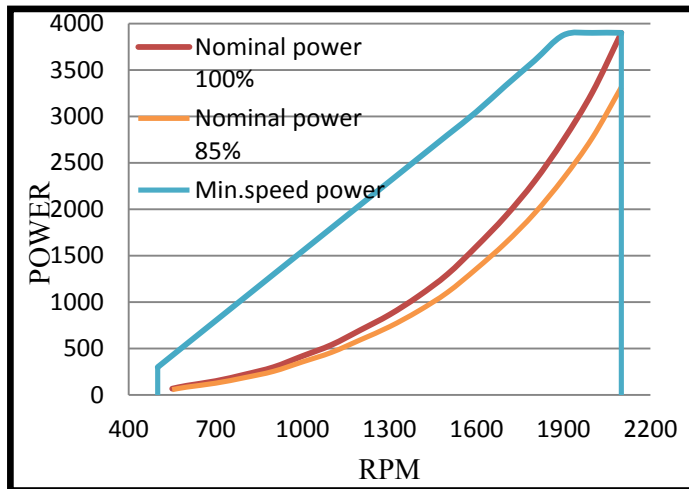
Pada proses matching point, komponen yang harus diketahui adalah karakteristik performance dari motor induk karena yang dibutuhkan dalam matching ini adalah pengeplotan kurva beban waterjet pada kurva daya motor vs rpm motor induk. Adapun karakteristik performance dari MTU 20V 4000 M93 sesuai dengan tabel berikut:

Tabel 4.2 Karakteristik Performance Mesin Penggerak Utama

BHP at 100%		BHP at 85%		RPM	RPM (%)
BHP (kw)	BHP (%)	BHP (kw)	BHP (%)		
68	2	58	1	550	26
100	3	85	2	600	29
150	4	128	3	700	33
220	6	187	5	800	38
300	8	255	7	900	43
420	11	357	9	1000	48
540	14	459	12	1100	52
700	18	595	15	1200	57
865	22	735	19	1300	62
1065	27	905	23	1400	67
1300	33	1105	28	1500	71
1600	41	1360	35	1600	76
1925	49	1636	42	1700	81
2300	59	1955	50	1800	86
2745	70	2333	60	1900	90
3259	84	2770	71	2000	95
3900	100	3315	85	2100	100

Kemudian dari tabel diatas bisa dibuat grafik engine performance pada tiap kondisi dari mesin yang digunakan seperti terlihat pada gambar dibawah ini:

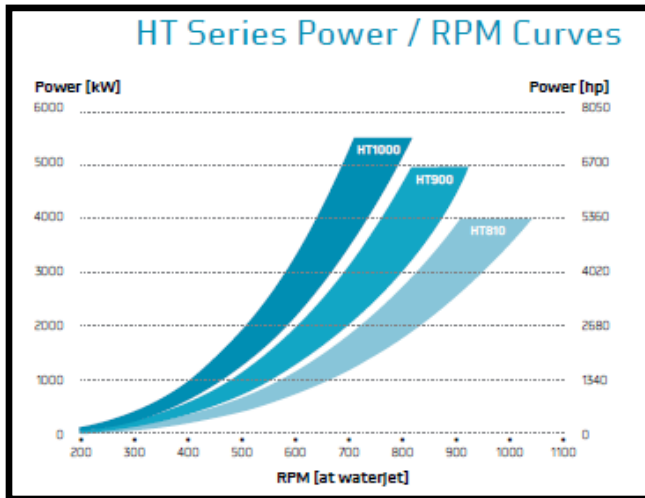




Gambar 4.9. Grafik Engine Performance (kW vs RPM)

### 4.5.3 Pemilihan Water Jet

Untuk pemilihan water jet, data yang diperlukan adalah nilai SHP (kW) dan putaran (RPM). Dari hasil perhitungan didapatkan nilai SHP sebesar 2989,62 kW dan nilai putaran water jet sebesar 826 RPM. Sehingga dapat dilakukan pemilihan waterjet sebagai berikut:



*Gambar 4.10. Waterjet Envelopes*

Berdasarkan gambar 4.13 diatas, dipilih type waterjet sebagai berikut:

Merk : Hamilton Waterjet  
Type : HT810

#### 4.5.4 Water jet Performance

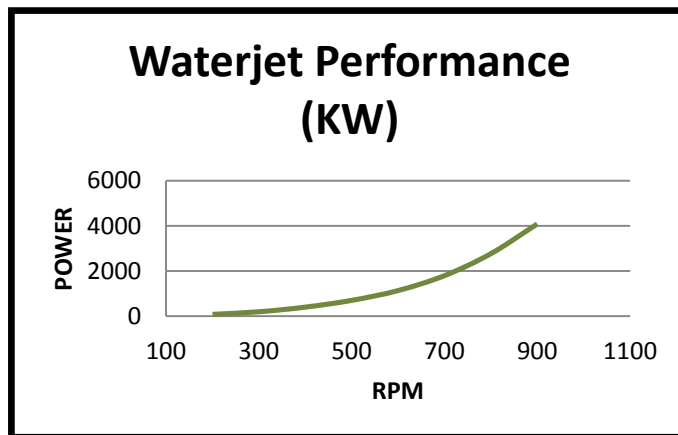
Dalam karakteristik waterjet performance yang dibutuhkan dalam matching point adalah pengeplotan kurva beban water jet vs putaran water jet pada kurva daya vs putaran motor induk. Adapun karakteristik performance dari water jet Hamilton HT810 adalah sebagai berikut:

Tabel 4.3 Karakteristik Performance Water jet Hamilton HT810

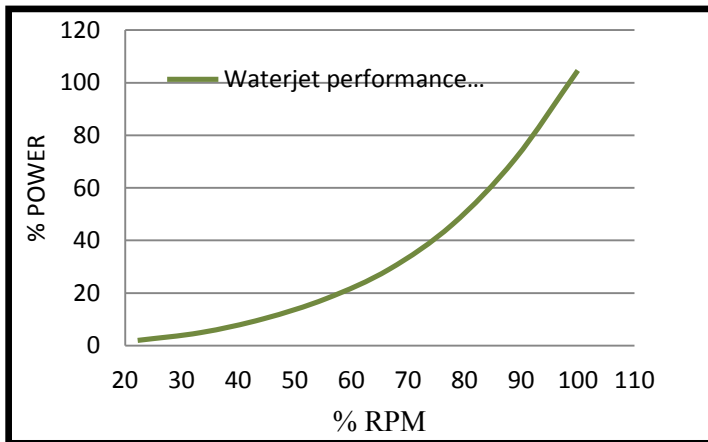
SHP	BHP	BHP (%)	RPM	RPM (%)
76	78	2	200	22

189	193	5	300	33
390	398	10	400	44
684	698	18	500	56
1110	1133	29	600	67
1757	1793	46	700	78
2711	2766	71	800	89
4000	4082	105	900	100

Kemudian dari Tabel 4.3 bisa dibuat grafik water jet performance pada setiap kondisi mesin yang digunakan seperti terlihat pada gambar dibawah ini:



*Gambar 4.11. Grafik water jet performance (RPM vs kW)*

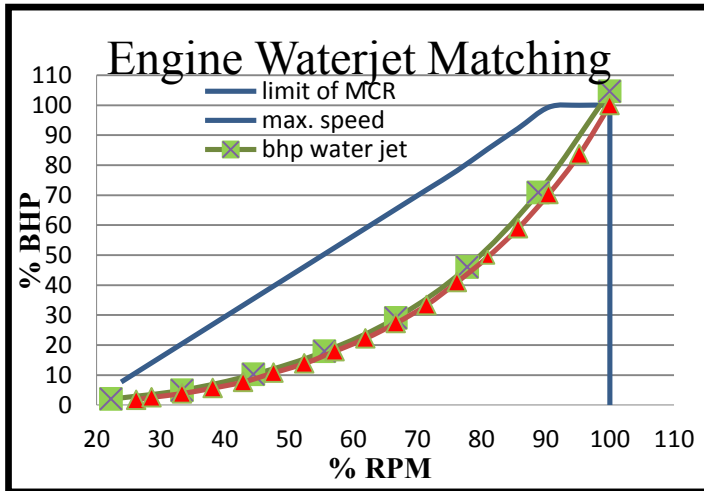


*Gambar 4.12. Grafik water jet performance (%)*

#### **4.5.5 Engine Waterjet Matching**

Setelah mendapatkan grafik karakteristik engine performance yang ditunjukkan pada gambar 4.10, kemudian karakteristik waterjet performance yang ditunjukkan pada gambar 4.12 dan 4.13. Selanjutnya hal yang perlu dilakukan adalah pengeplotan kedua grafik hingga menghasilkan kesesuaian antara kedua grafik tersebut.

Matching point adalah kesesuaian anatara suatu titik operasi dari putaran motor penggerak kapal (engine speed) dengan karakter beban impeller water jet (waterjet speed) hingga tepat (match).



*Gambar 4.13. Grafik Engine Waterjet Matching*

Pada penentuan titik kritis saat kondisi cruising (85% RPM), besarnya daya yang dikeluarkan mesin penggerak untuk water jet adalah sebesar 60% dari BHP engine. Kondisi ini masih dalam daerah yang aman untuk dapat digunakan terus menerus.

#### **4.6 Pertimbangan Kavitasi**

Untuk suatu pengoperasian pompa pada sistem propulsi waterjet sangat mungkin terjadi kavitasi yang dipengaruhi oleh kecepatan aliran dan perbedaan penampang yang menyebabkan terjadinya penurunan tekanan sampai turun dibawah tekanan uap jenuhnya sehingga menyebabkan terjadinya fenomena yang disebut kavitasi. Kavitasi adalah peristiwa menguapnya zat cair yang sedang mengalir sehingga membentuk gelembung – gelembung uap karena berkurangnya tekanan cairan tersebut sampai dibawah titik jenuh uapnya. Tetapi jika tekanan direndahkan, maka air bisa mendidih pada temperatur yang lebih rendah bahkan jika tekanannya cukup rendah.

Menurut Knapp (Karassik dkk, 1976) menemukan bahwa mulai terbentuknya gelembung sampai gelembung pecah hanya memerlukan waktu sekitar 0,003 detik. Gejala kavitasi yang timbul pada pompa biasanya ada suara berisik dan getaran, yang menyebabkan penurunan performance pada pompa pada sistem waterjet tersebut.

Untuk mencegah terjadinya kavitasi, maka nilai head aliran pada sisi hisap harus diatas nilai head pada tekanan uap jenuh zatcair pada temperatur bersangkutan.

#### 4.6.1 Penentuan Head Loss Pompa

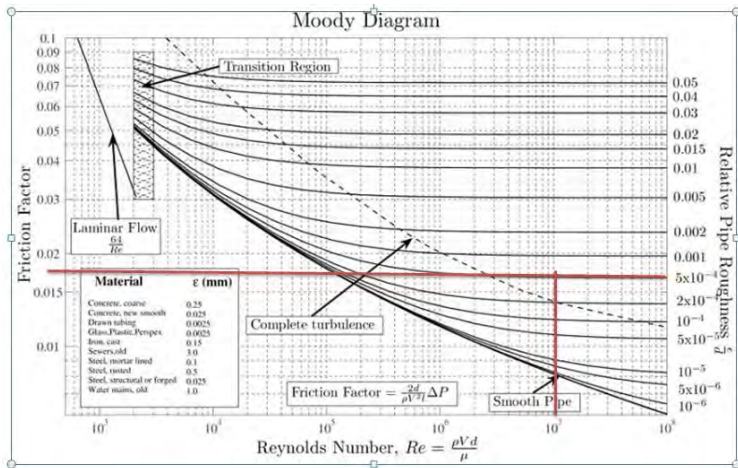
##### a. Pehitungan Head loss mayor

Pada perhitungan head loss mayor ini diasumsikan sistem saluran waterjet mempunyai luas penampang yang konstan. Saluran ini dibuat dari bahan stainless steel yaitu tipe commercial steel dengan harga kekasaran pipa (k) sebesar 0.046. Kemudian untuk diameter pipa (D) untuk saluran waterjet diasumsikan sebesar 91 cm. Maka harga Reynold Number berdasarkan pada diagram Moody dibawah ini dapat dihitung dengan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 Re &= \frac{v \times Di}{\nu} \\
 &= 15.432 \times 0.91 / 0.00000119 \\
 &= 11800941.2 \\
 &= 1.18 \times 10^7
 \end{aligned}$$

$$\text{Kekasaran relatif saluran ( } k/d \text{ )} = 0.0005054 = 0.00051$$

Maka didapatkan nilai *friction factor* (*f*) sebesar 0.018



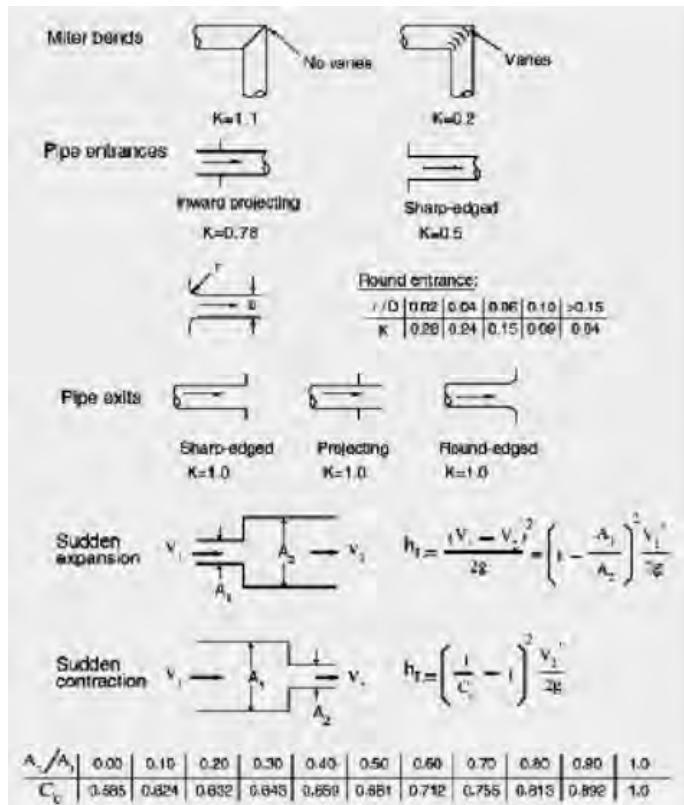
Gambar 4.14. Perpotongan  $Re$  dengan  $k/D$  pada diagram Moody

Kemudian nilai head loss mayor dapat dihitung dengan rumus sebagai berikut:

$$\begin{aligned}
 hL_1 &= f \frac{L \times V_i^2}{D_i \times 2g} \\
 &= 0.018 \frac{5 \times 14.66^2}{0.91 \times 2 \times 9.8} \\
 &= 1.085 \text{ m}
 \end{aligned}$$

- b. Pehitungan Head loss minor untuk saluran inlet

Untuk saluran inlet yang digunakan adalah jenis saluran rounded entrance dengan range antara 0.02 – 0.15. Kemudian besarnya nilai koefisien kerugian ( $K_2$ ) untuk saluran inlet ini diambil nilai  $r/D$  sebesar 0.06.



Gambar 4.15. Tabel koefisien kerugian

Sehingga besarnya head loss minor untuk saluran inlet sesuai dengan persamaan berikut ini :

$$\begin{aligned}
 h_{L2.1} &= \frac{K_2 \times V_i^2}{2 \times g} \\
 &= \frac{0.06 \times 14.66^2}{2 \times 9.8} \\
 &= 0.66 \text{ m}
 \end{aligned}$$



- c. Pehitungan Head loss minor untuk belokan

Pada saluran ini direncanakan mempunyai dua buah belokan dengan nilai  $r/D$  sebesar 4 dan  $Le/D$  sebesar 13. Sehingga besarnya head loss minor untuk belokan sesuai dengan persamaan berikut ini:

$$\begin{aligned}h_{L2.2} &= f \times \frac{Le}{D} \times \frac{V_i^2}{2 \times g} \\&= 0.018 \times 13 \times 10.97 \\&= 2.57 \text{ m}\end{aligned}$$

- d. Pehitungan Head loss minor untuk nozzle

Untuk saluran keluar atau nossel yang digunakan adalah jenis saluran rounded edged. Adapun besarnya nilai koefisien kerugian ( $K_2$ ) untuk saluran nossel pada water jet sebesar 1. Sehingga besarnya head loss minor untuk saluran nossel sesuai dengan persamaan berikut ini :

$$\begin{aligned}h_{L2.3} &= \frac{K_2 \times V_i^2}{2 \times g} \\&= \frac{1 \times 14.66^2}{2 \times 9.8} \\&= 10.97 \text{ m}\end{aligned}$$

- e. Perhitungan Head Loss Total

$$\begin{aligned}h_{LT} &= h_{L1} + h_{L2} \\&= 1.085 + (0.66 + 2.57 + 10.97) \\&= 15.285 \text{ m}\end{aligned}$$

Jadi, besarnya head loss total sebesar 15.285 m.

f. Perhitungan Head Pompa

$$\begin{aligned} H &= \frac{V_j^2}{2 \times g} - \frac{V_i^2}{2 \times g} + h_{LT} \\ &= \frac{19.62^2}{19.6} - \frac{14.66^2}{19.6} + 15.285 \\ &= 23.955 \text{ m} \\ &= 78.6 \text{ feet} \end{aligned}$$

#### 4.6.2 Net Positive Suction Head (NPSH)

Net positive Suction Head atau NPSH adalah kebutuhan minimum suatu pompa untuk dapat bekerja secara normal. NPSH menyangkut apa yang terjadi di bagian *suction* pompa, termasuk apa yang datang ke permukaan pendorong. Sehingga besarnya nilai NPSH sesuai dengan persamaan berikut ini :

$$\begin{aligned} NPSH &= \frac{n_{j \text{ aktual}} \times V_j^2}{2 \times g} - 1 \\ &= \frac{0.54 \times 19.62^2}{19.6} - 1 \\ &= 19.61 \text{ m} \\ &= 64.32 \text{ feet} \end{aligned}$$

#### 4.6.3 Pertimbangan Putaran Spesifik

Putaran spesifik merupakan suatu parameter tak berdimensi yang perlu dipertimbangkan dalam pemilihan sebuah pompa yang mengaitkan suatu harga secara terpadu antara kapasitas, head dan daya yang dikonsumsi. Besarnya nilai putaran spesifik suatu pompa dapat disesuaikan dengan persamaan sebagai berikut:

$$Ns = N \times \frac{\sqrt{Q_j}}{H^{0.75}}$$

Kemudian dari perhitungan sebelumnya didapatkan harga kapasitas aliran ( $Q_j$ ) sebesar  $4.464 \text{ m}^3/\text{s}$ , yang akan dikonversikan kedalam satuan gallon per menit (GPM). Maka akan didapatkan harga  $Q_j$  sebesar 70756.06 GPM.

Sehingga, besarnya harga putaran spesifik dapat dihitung sesuai dengan persamaan berikut ini:

$$\begin{aligned} N_s &= N \times \frac{\sqrt{Q_j}}{H^{0.75}} \\ &= 826 \times \frac{\sqrt{70756.06}}{78.6^{0.75}} \\ &= 8323.602 \end{aligned}$$

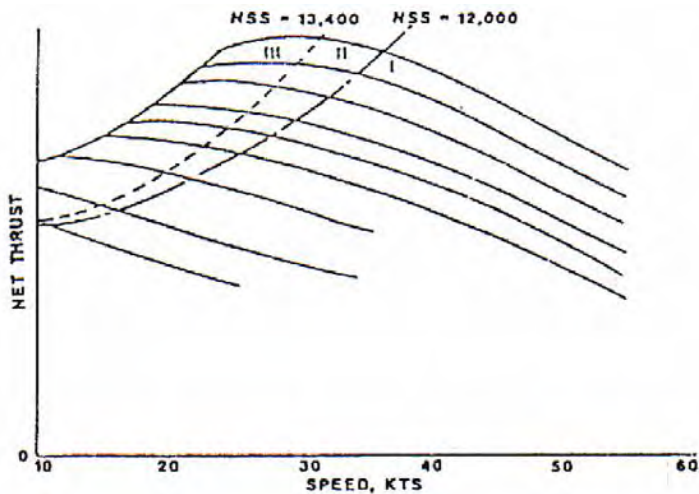
Berdasarkan harga putaran spesifik yang telah didapatkan diatas, maka tipe pompa yang akan digunakan yang sesuai dengan harga putaran spesifiknya adalah tipe pompa mixed flow dengan putaran spesifik antara  $4000 < N_s < 10000$ .

#### 4.6.4 Perhitungan Putaran Spesifik Hisap

Putaran spesifik hisap ( $N_{ss}$ ) merupakan suatu parameter tak berdimensi yang dipakai untuk menggambarkan fenomena kavitasi. Besarnya harga putaran spesifik hisap ( $N_{ss}$ ) akan sangat menentukan terjadinya permasalahan kavitasi atau tidak. Besarnya nilai putaran spesifik hisap suatu pompa dapat disesuaikan dengan persamaan sebagai berikut:

$$\begin{aligned} N_{ss} &= \frac{N\sqrt{Q_j}}{NPSH^{0.75}} \\ &= \frac{826 \times \sqrt{70756.06}}{64.32^{0.75}} \\ &= 9675 \end{aligned}$$

Batasan nilai Nss secara praktis ditentukan oleh pabrik pembuat pompa yang mempunyai harga bervariasi tergantung pada kondisi operasi pompa. Beberapa pabrik pembuat pompa termasuk pompa untuk waterjet mengidentifikasi zona operasi kedalam diagram operasi seperti ditunjukkan pada gambar dibawah ini.



*Gambar 4.16. Zona operasi pompa mixed flow*

1. Zona I, digunakan untuk operasi pompa yang kontinyu dan sebagian besar dari luasan dari diagram dalam diagram zona I dipisahkan dengan zona II oleh garis putaran spesifik isap sekitar 10000.
2. Zona II , digunakan untuk operasi cadangan pada kondisi cuaca yang buruk atau untuk kondisi operasi beban penuh (overload displacement) yang dibatasi oleh garis putaran spesifik isap sekitar 12000.

3. Zona III , digunakan untuk kondisi operasi sebentar – sebentar (intermitten) yang dibatasi oleh garis putaran spesifik isap konstan sekitar 13000. Dan pengoperasian pompa dengan harga *Nss* diatas harga tersebut harus dihindari.

*[Halaman sengaja dikosongkan]*

## **BAB 5**

### **KESIMPULAN DAN SARAN**

#### **5.1 Kesimpulan**

Berdasarkan hasil analisa data dan hasil perhitungan, maka dapat dihasilkan kesimpulan sebagai berikut

- 1) Pada pemilihan water jet pump yang perlu diketahui adalah besarnya daya pada shaft yang akan disalurkan ke impeller water jet.
- 2) Dari perubahan bentuk lambung yang baru, didapatkan nilai tahanan berdasarkan metode Savitsky sebesar 302.7 KN, dan displacement sebesar 461.52 Ton.
- 3) Kapal patroli cepat ini dirancang dengan menggunakan prime mover 3 x MTU 20V 4000 M93 dan water jet 3 x Hamilton HT810.
- 4) Dari hasil perhitungan, didapatkan nilai daya yang dibutuhkan untuk 1 buah prime mover (BHP) sebesar 3663.74 KW dan konsumsi bahan bakar yang diperoleh sebesar 992.6 *liter/h*.
- 5) Dalam pemilihan waterjet yang perlu diketahui adalah nilai daya pada shaft (SHP), dan didapatkan nilai SHP untuk 1 buah water jet sebesar 2989,62 KW dan nilai putaran water jet sebesar 826 RPM.

#### **5.2 Saran**

Dalam perancangan sistem propulsi water jet kapal patrol cepat 61 meter perlu dilaksanakan kegiatan-kegiatan lainnya yang dapat digunakan untuk mendukung perencanaan antara lain sebagai berikut:

- 1) Pengujian dengan model kapal untuk mendapatkan hasil yang akurat tentang pengaruh aliran air yang masuk ke water jet dan keluar dari waterjet.
- 2) Pengujian dengan model kapal untuk mendapatkan pengaruh kebisingan dan getaran dari sistem propulsi waterjet



## SPESIFIKASI DATA

### KAPAL PATROLI KPLP KLAS A1 – 61 METER STEEL/ALUM



#### PRINCIPLE DIMENSION

Length Over All (LOA)	: 61,20 m
Length Water Line (LWL)	: 57,81 m
Length of Perpendicular (LPP)	: 56,45 m
Breadth (mld) Maximum	: 8,50 m
Breadth (Waterline)	: 8,08 m
Height (mld) to main deck	: 5,00 m
Height Total (incl. Antenna)	: 18,04 m
Draft (maximum)	: 2,85 m
Displacement	: 461.7 Ton
Speed (Maximum)	: 22 Knot
Speed (Cruising)	: 20 Knot
Speed (Economy)	: 15 Knot
Crews	: 44 persons
Special Force	: 6 persons
Prisoners	: 4 persons
Endurance (at max Vs 22 Knot)	: 2000 NM
Endurance (at econo. 15 knot)	: 3000 NM
Endurance time (at cruising)	: 6 hari
Sea State Capability	: SS-4

#### SHIP CONSTRUCTIONS

Main Structure (High Tension Steel)	: AH36
Superstructure (Aluminium)	: 5083/5086
Transition Joints	: TriCLAD
Bottom thickness	: 6 mm
Shell Thickness	: 6 mm
Superstructure (Aluminium)	: 5 mm

#### TANK CAPACITY

Fuel Oil Tank	: 100,0 Ton
Daily Fuel Oil Tank	: 2 x 1,0 Ton
Fresh Water Tank	: 50,00 Ton
(Added with Fresh Water Generator)	
Lub. Oil Tank	: 2 x 2.0 Ton
Sludge (Dirty Oil) Tank	: 3,30 Ton
Sewage Tank	: 28,00 Ton
Waste (Bilge) Tank	: 2,80 Ton
Foam Tank	: 3,85 Ton

#### MACHINERY

Main Marine Engine	: 2 x 3350 HP
(2 x 2500 KW/1800RPM) CAT 3516C	
Gearbox ZF12010 Medium Duty Gear ratio 3,31	
Propeller	: B4-100 HS-series
RPM Propeller	: 543.81
Diameter Propeller	: 1700 mm
Propeller Pitch	: 1666 mm
Diameter Poros Utama	: 7 inchi
Diesel Generator set	: 3 x 150 KVA
Harbour Genset	: 100 KVA
Emergency Generator	: 50 KVA
External Fire Fighting	2 x 300 m <sup>3</sup> /h (diesel 650HP)

#### NAVIGATION & COMMUNICATION

EPIRB 406 MHz Sattelite
SART
RADAR 96 NM X-Band
RADAR 96 NM S-Band
GPS desk, GPS Colour scanner
Echosounder, Color, 200 kHz, 10,4 in
Gyro Compass
Magnetic Compass 150 mm Reflector type
NAVTEX
Weather Facsimile
Internal Communications systems
GMDSS-Area 3 for Radio Communication system

#### SAFETY EQUIPMENTS

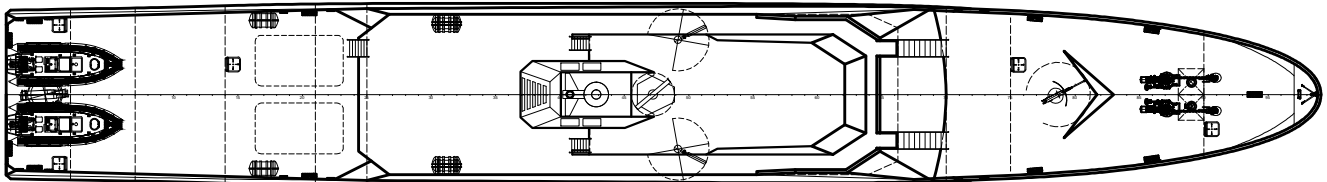
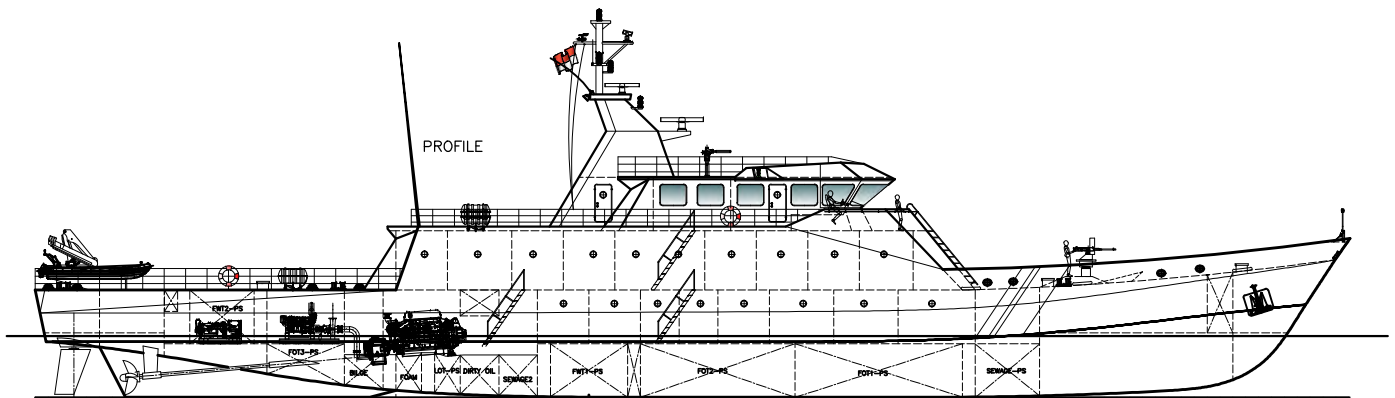
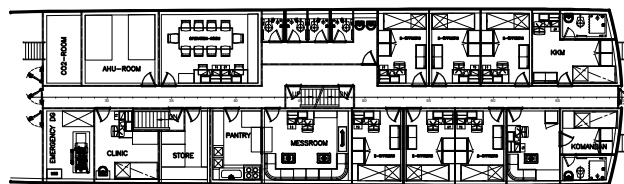
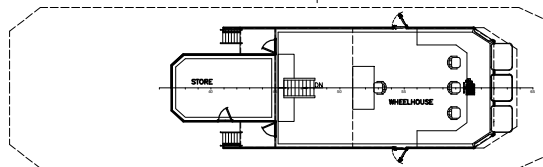
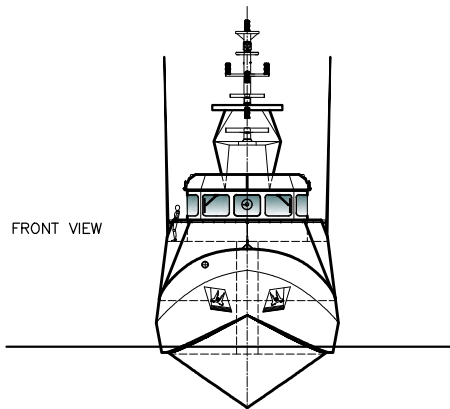
60 Lifejackets
4 Lifteraft @ 20 persons
4 Lifebuoys
6 set of smoke, parachute signal

#### DUTY EQUIPMENTS

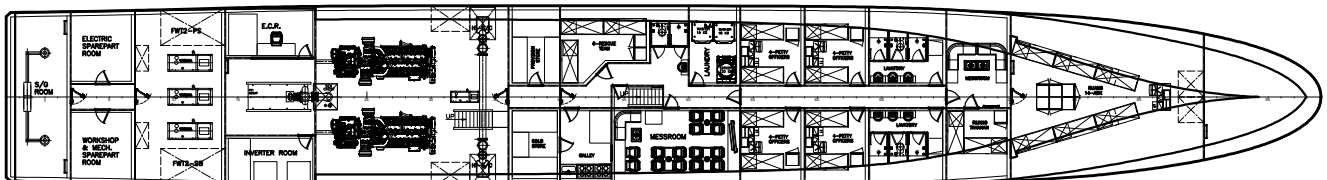
12,7 mm Automatic Machine Gun
2 x Searider (RHIB) @ 6 persons

#### ORDERED BY

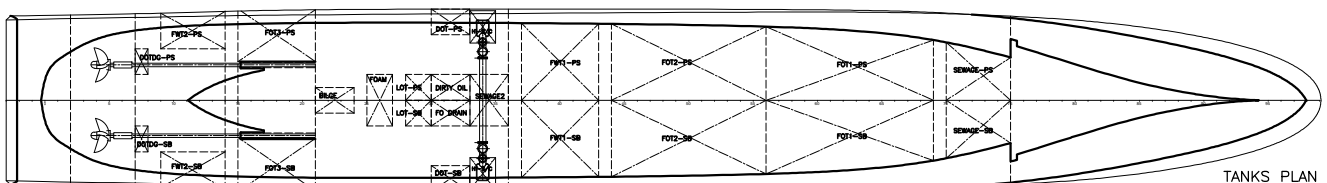
PT. Batam Expresindo Shipyard for KPLP RI



TOPVIEW



TANK TOP



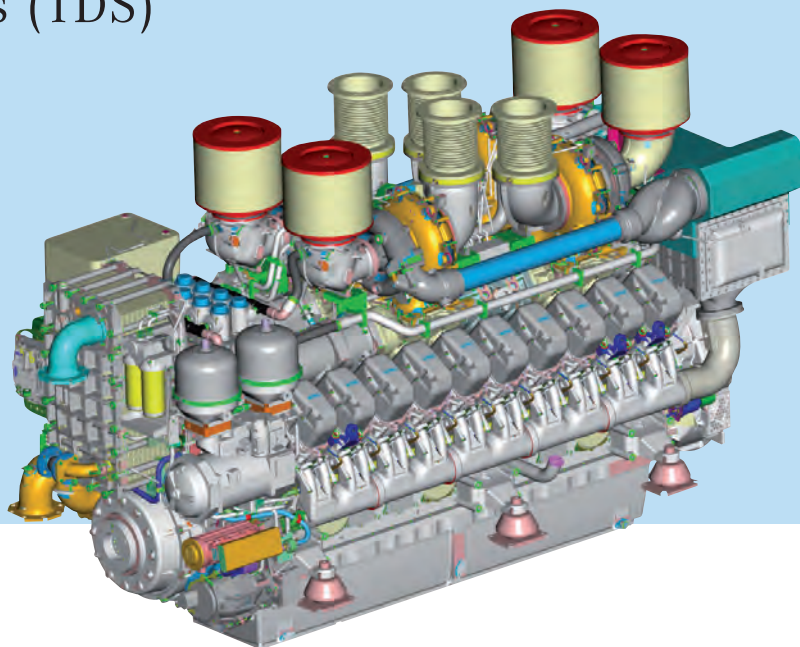
TANKS PLAN

PRINCIPLE DIMENSION	
LOA	: 61.20 meter
LWL	: 57.81 meter
LPP	: 56.45 meter
B (mid)	: 8.50 meter
H (mid)	: 5.00 meter
T (draught) max.	: 2.85 meter
Speed (max) 85% Load	: 22 Knots
Main Engine	: 2 x 2500 KW
Auxiliary Engine	: 3 x 150 KVA
Harbour Genset	: 100 KVA
Emergency Genset	: 50 KVA
Officer	: 14 persons
Crews	: 30 persons
Special Forces	: 6 persons
Prisoners	: 4 persons
Fuel Oil capacity	: 100 Tons
Fresh Water Tank	: 50 Tons
Sewage Tank	: 28 m <sup>3</sup>
Foam Tank	: > 4000 Ltr
Endurance (at Cruising)	: 2500 NM

# Diesel Engines 20V 4000 M93/M93L

## for Vessels

### with Low Load Factors (1DS)



#### Typical applications:

Fast yachts, fast patrol boats, police craft and fire-fighting vessels

Engine type		20V 4000 M93	20V 4000 M93L
Rated power ICFN	kW (bhp)	3900 (5240)	4300 (5765)
Speed	rpm	2100	2100
No. of cylinders		20	20
Bore/stroke	mm (in)	170/190 (6.7/7.5)	170/190 (6.7/7.5)
Displacement, total	l (cu in)	86.2 (5260)	86.2 (5260)
Flywheel housing		SAE 00	SAE 00
Gearbox model <sup>2)</sup>		ZF 9055	ZF 23 560 C
Exhaust optimization <sup>1)</sup>		IMO/EPA 2	IMO/EPA 2

Fuel consumption *		20V 4000 M93	20V 4000 M93L
at rated power	g/kWh	213	220
	l/h (gal/h)	982.0 (259.5)	1103.0 (291.5)

\*Tolerance +5% per ISO 3046, diesel fuel to DIN EN 590 with a lower heating value of 42800kJ/kg (18390 BTU/lb)

<sup>1)</sup> IMO - International Maritime Organization

EPA - US marine directive 40 CFR 94, with NTE

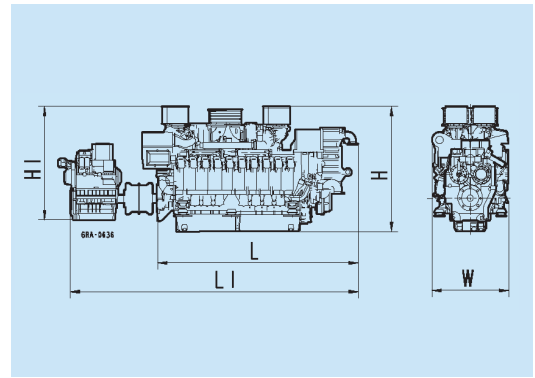
<sup>2)</sup> gearbox variants "Down Angle (A)" and "V-Drive" available on request



Standard equipment	
Starting system	Electric starter motor 24V, 2 pole
Oil system	Gear driven lube oil pump, duplex lube oil filter with diverter valve, automatic lube oil filter with centrifuge lube oil heat exchanger, pump for lube oil extraction
Fuel system	Fuel delivery pump, duplex lube fuel filter with diverter valve, common rail fuel injection system with high-pressure pump, pressure accumulator and electronic fuel injection with cylinder cutout system, jacketed HP fuel lines, flame- proof hose lines, leak-off fuel tank level monitoring, fuel pre-filter with water separator
Cooling system	MTU-split-circuit coolant system, electronically controled thermostats, coolant-to-raw water plate core heat exchanger, self priming centrifugal raw water pump, engine mounted coolant expansion tank , gear driven coolant circulation pump, raw-water connection for gearbox oil cooling
Combustion air system	Water cooled charge air manifolds, engine coolant temperature-controlled intercooler, sequential turbocharging with 2 water-cooled turbochargers , on-engine seawater-resistant air filters
Exhaust system	Triple-walled, liquid-cooled, on-engine exhaust manifolds, exhaust bellows, vertical
Mounting system	Resilient mounts
Power transmission	Torsional and offset compensating couplings
Auxiliary PTO	Charging generator, 120A, 28V, 2 pole
Engine management system	Engine control and monitoring system (ADEC), interface to gearbox control, interface to remote control and monitoring system, local operating panel (LOP)
Engine safety system	The scope of delivery for the engine fulfills SOLAS requirements for admissible surface temperature without additional insulation

Optional equipment	
Starting system	Coolant preheating system, air starter
Oil system	Lube oil priming system, oil level monitoring, automatic oil replenishment system, automatic lube oil filter, main and connecting rod bearing temperature monitoring
Cooling system	Engine version for sealed engine coolantsystem in conjunction with ship`s side recooling system
Auxiliary PTO	Bilgepump, PTOs at free end of engine
Engine management system	Expansion In compliance with classification society regulations
Monitoring / Control system	Fuel consumption measurement device, MTU-monitoring and control systems MCS, remote control systems RCS
Gearbox option	Various reserve reduction gearbox models, elec. actuated, gearbox mounts, PTO for hydraulic pump at driving shaft or at mediate shaft, trolling, trailing pump, propeller shaft flange
Classification	ABS, BV, CCS, CR, DNV, GL, KR, LR, NK, RINA including necessary extensions to scope of supply.

Dimensions and Mass - Engines			
Engine model		20V 4000 M93	20V 4000 M93L
Length [L]	mm (in)	4015 (158,1)	4015 (158,1)
Width [W]	mm (in)	1470 (57.8)	1470 (57.8)
Height [H]	mm (in)	2440 (96.1)	2440 (96.1)
Mass (dry)	kg (lbs)	12310 (27139)	11980 (16411)
Dimensions and Mass - Engines with gearbox			
Gearbox type		ZF 9055	ZF 23 560 C
Length [L']	mm (in)	5570 (219.3)	5720 (225,2)
Width [W]	mm (in)	1470 (57.8)	1470 (57.8)
Height [H']	mm (in)	2610 (102.8)	2440 (96.1)
Mass (dry)	kg (lbs)	13805 (30435)	15015 (33102)



Power definition according ISO 3046; Intake air temperature: 25°C / Sea water temperature: 25°C;

Intake air depression 15 mbar / Exhaust back pressure 30 mbar; Barometric pressure 1000 mbar; Power reduction at 45°C/32°C: 3%.

Specifications are subject to change without notice. All dimensions are approximate. For complete information refer to installations drawing. For further information consult your MTU or MTU Detroit Diesel distributor/dealer.

## Tognum Group Companies

### Europe / Middle East / Africa / Latin America

MTU Friedrichshafen GmbH  
88040 Friedrichshafen  
Germany  
Phone +49 7541 90 7003  
Fax +49 7541 90 7081  
marineregion1@mtu-online.com  
www.mtu-online.com

### Asia / Australia / Pacific

MTU Asia Pte. Ltd.  
1, Benoi Place  
Singapore 629923, Republic of Singapore  
Phone +65 6861 5922  
Fax +65 6861 3615  
marineregion2@mtu-online.com  
www.mtu-online.com.sg

### USA / Canada / Mexico

MTU Detroit Diesel, Inc.  
13400 Outer Drive West  
Detroit, Michigan 48239, USA  
Phone +1 313 592 7806  
Fax +1 313 592 5137  
marineregion3@mtu-online.com  
www.mtudetroitdiesel.com





**HT SERIES**  
1500kW to 5500kW

  
**HamiltonJet**

HamiltonJet HT series waterjets represent the next evolution in waterjet propulsion technology.

Developed from the highly successful HamiltonJet HM waterjet range, HT series waterjets incorporate improved efficiency and cavitation performance to enhance the existing benefits of HamiltonJet's superior propulsion systems.



# HamiltonJet HT Series.

## General Information

HT series waterjets feature a mixed flow pump with a greater nozzle to inlet ratio than comparable size axial flow waterjets. This provides high efficiency over the entire vessel speed range.

A new optimised compact astern deflector retains the performance of HM series type ducts but with reduced weight and width for installation in narrow hulls. The deflector is actuated by two fully inboard hydraulic cylinders.

HT waterjet models are fitted with the class leading JT nozzle steering system, also actuated by two fully inboard hydraulic cylinders. Shafts for both steering and astern deflectors are protected from wear and marine growth through the use of sealed rubber bellows on external shaft surfaces.

Installation of HT series waterjets has been simplified by the use of a compression seal type transom plate arrangement, which allows for an increased tolerance for transom axial alignment.

The transition duct extends from the flat surface aft of the intake opening to an area forward of the front intake screen mount (HT900 & HT1000 only). For an aluminium hull, the transition duct casting is surrounded by a section of 5083 aluminium plate so the shipyard does not need to carry out plate-to-casting welds.

The use of a relatively short transition on the two larger HT models makes these waterjets easier to adapt to warped hull shapes common in larger monohull vessels, and to avoid interference with hull wedges and other appendages.

The intake screen on HT series waterjets features hydrodynamically profiled bars, which offer high efficiency while maintaining protection of the pumping gear.

As the HT series waterjets utilise a tapered outside diameter impeller, the mainshaft axial position is adjustable in order to set and maintain impeller tip clearance.

Aluminium anodes are used throughout HT series waterjets, with tailpipe internal anodes able to be replaced without removing the tailpipe.

Like other HamiltonJet waterjet models, a jet mounted and driven hydraulic power unit (JHPU), driven via multiple vee-belts from the jet coupling, is used for normal hydraulic operations. An optional auxiliary AC hydraulic pump (one per jet) is also available for actuation of the steering and reverse without the gearbox engaged. Hydraulic and thrust bearing oil cooling is provided by oil coolers integrated on the waterjet.

Thrust bearing oil circulation is provided by a tandem pump mechanically driven by the hydraulic pump.







# HamiltonJet HT Series Features

## Controls

- Utilises HamiltonJet's proven MECS electronic control system
- Electronic interface module and wiring loom integrated with the waterjet

## Thrust Bearing and Water Seal Assembly

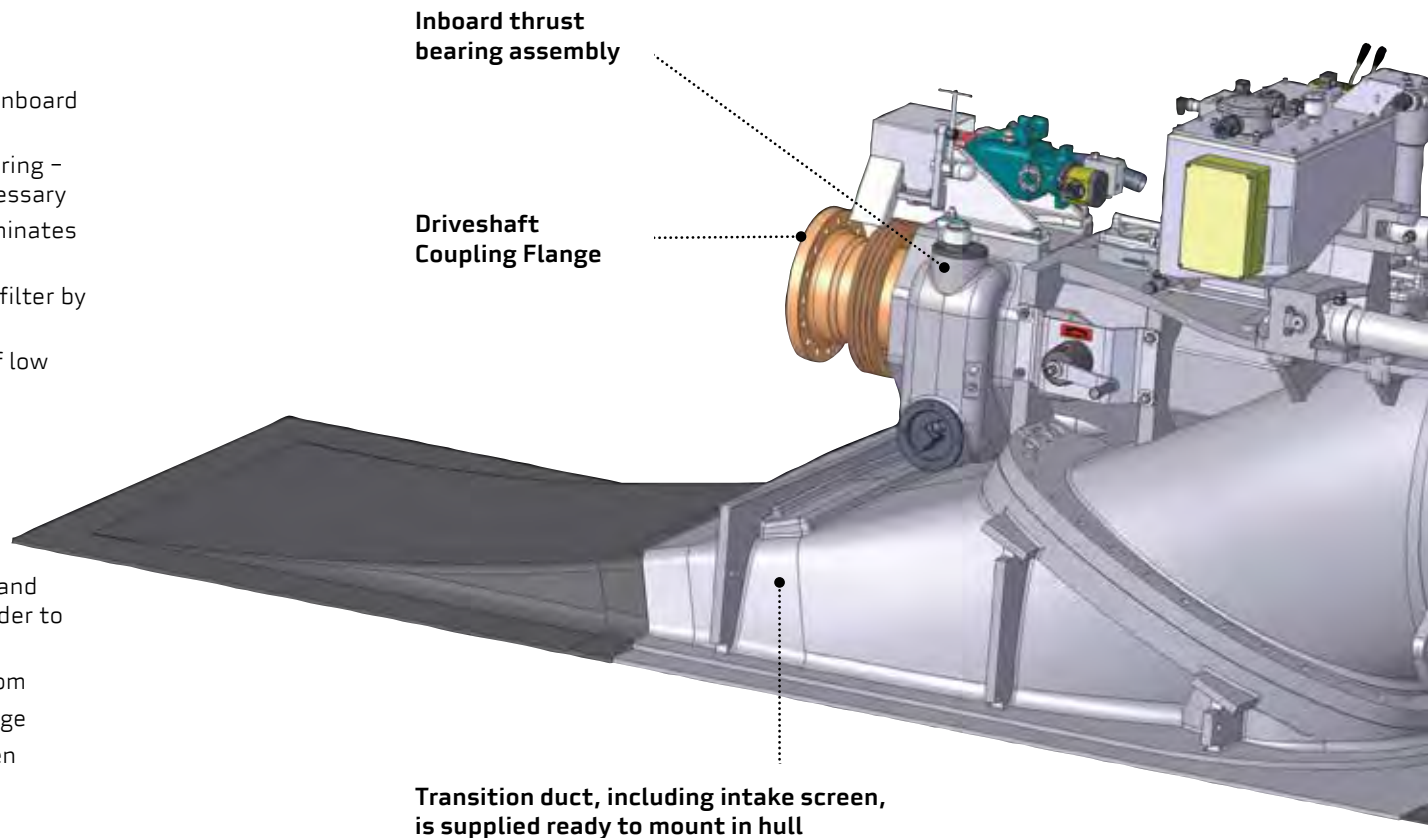
- Thrust loads from the waterjet impeller are taken by the inboard thrust bearing attached to the intake
- Radial loads from the driveline are also taken by this bearing – typically no additional internal support bearings are necessary
- Bearing housing is separate from water seal cavity – eliminates water contamination in case of a faulty seal
- Thrust bearing oil is circulated through an oil cooler and filter by an integrated circulation pump
- Waterseal located at forward end of mainshaft in area of low fluid pressure
- Water seal can be replaced from inside the vessel

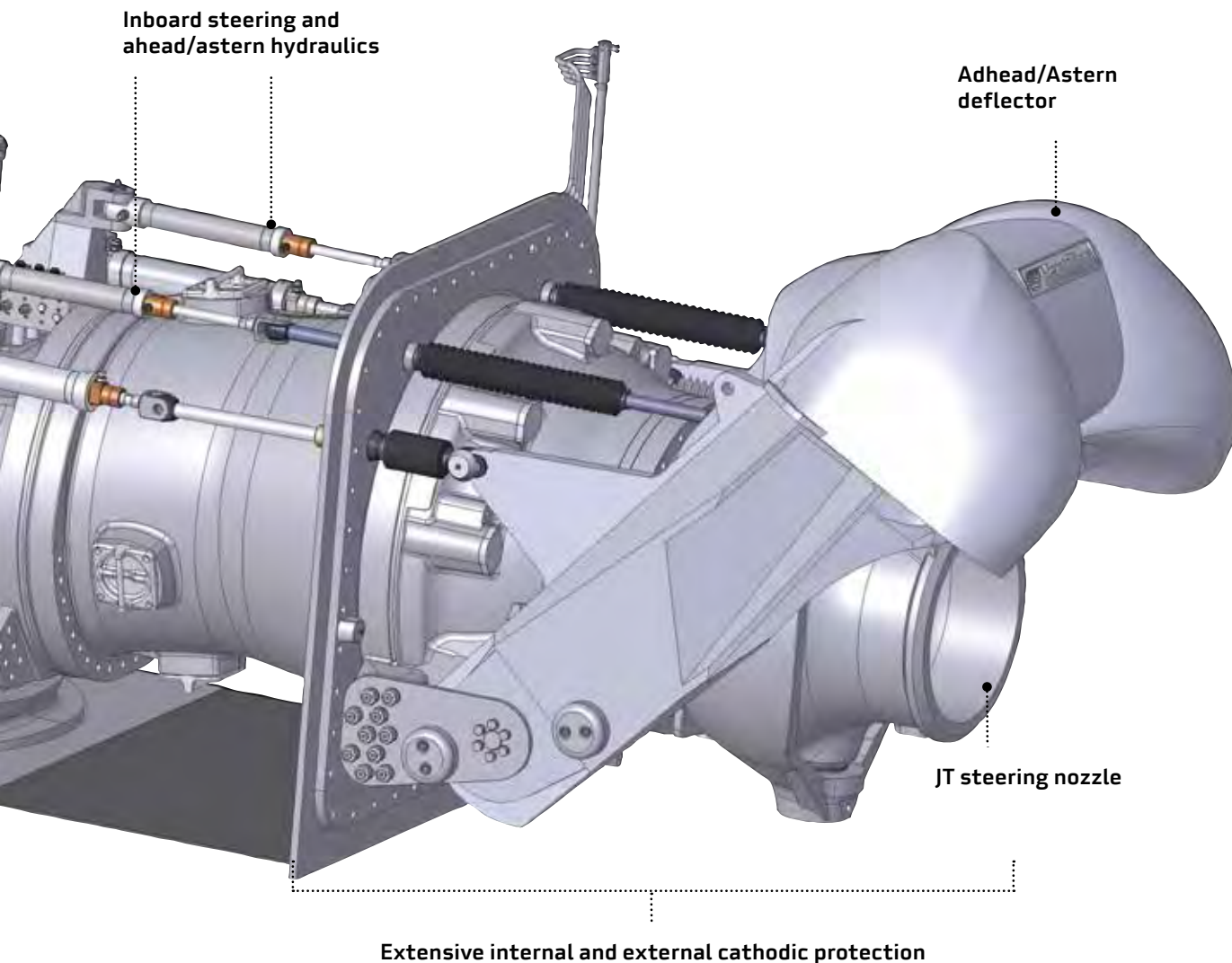
## Transition Duct

- Factory supplied to suit hull material
- Complete Transition Duct may be supplied by HamiltonJet in some cases. In other cases area forward and aft of the Transition Duct to be supplied by the boat builder to details provided by HamiltonJet
- Transmits waterjet thrust to hull bottom rather than transom
- Designed for optimum performance over a wide speed range
- Includes an integrated removable intake protection screen
- Waterjet intake flush with hull bottom

## Low Maintenance

- Absence of exposed propulsion gear reduces risk of impact damage
- Impeller is finely matched to engine power to eliminate engine overload under any conditions
- Inboard hydraulic system, actuators and thrust bearing for minimum maintenance
- A water lubricated rear shaft bearing is utilised for high reliability and low maintenance cost





### Hydraulic System

- Inboard hydraulic sub-assemblies
- Independent hydraulic system on each waterjet for redundancy
- No hydraulic system plumbing required by the shipyard

### Complete Integrated Design

- Each HamiltonJet waterjet is a complete packaged, factory tested, propulsion module
- Ahead/Astern & Steering control systems are fully integrated with the jet to simplify installation and maintenance

### Ahead/Astern Deflector

- Split-duct astern deflector provides powerful, high efficiency astern thrust under all conditions of boat speed, water depth and throttle setting
- Mounted on waterjet tailpipe – fully independent of steering deflector
- Directs flow under the hull and away from the waterjet intake, preventing recycling of water flow under the vessel
- New narrow design decreases installation space requirements while maintaining high reverse thrust efficiency

### JT Steering Nozzle

- JT steering nozzle provides responsive and efficient steering control at all boat speeds
- No central deadband significantly improves steering responsiveness during small course corrections and virtually no loss of boat speed

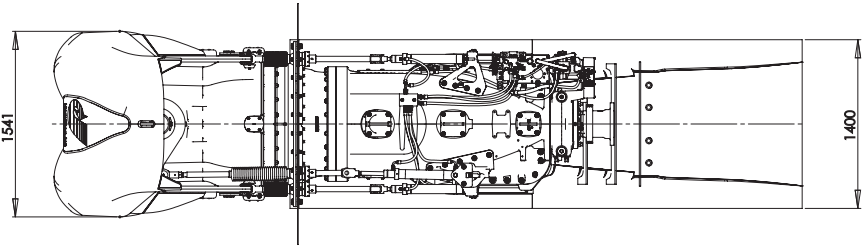
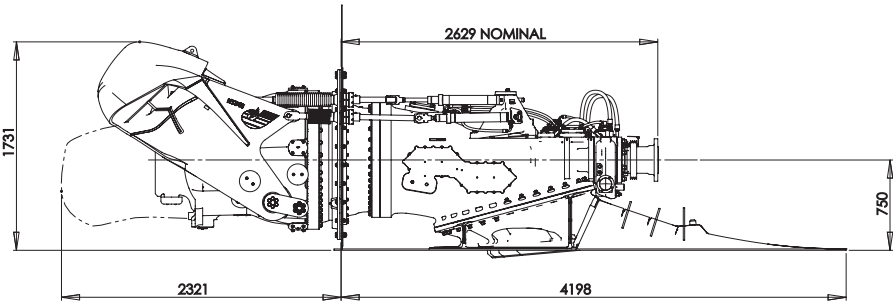
### Excellent Manoeuvrability

- Highly efficient and responsive thrust vectoring at all boat speeds
- Exceptional manoeuvring and docking performance

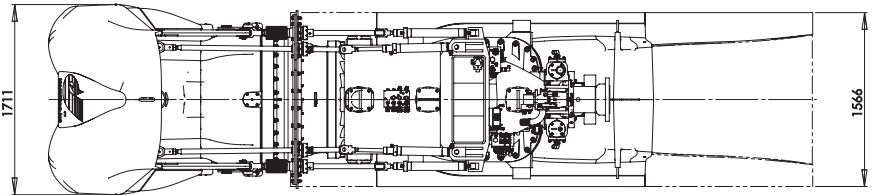
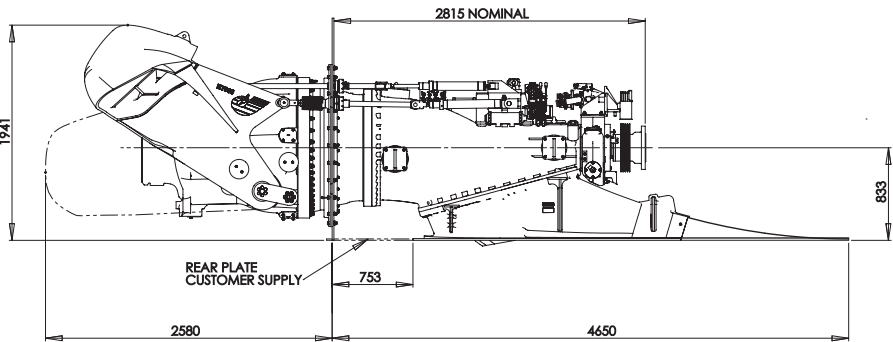
### Mixed Flow Pump Design

- Features a completely new advanced mixed flow pump design that delivers both very high efficiency AND outstanding cavitation performance

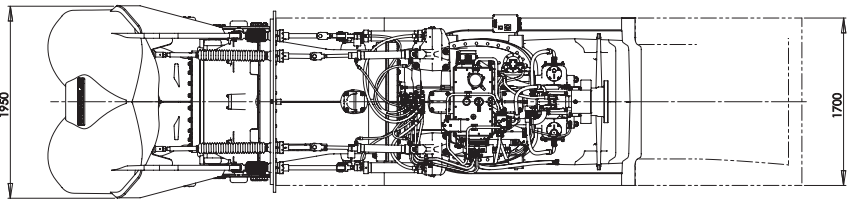
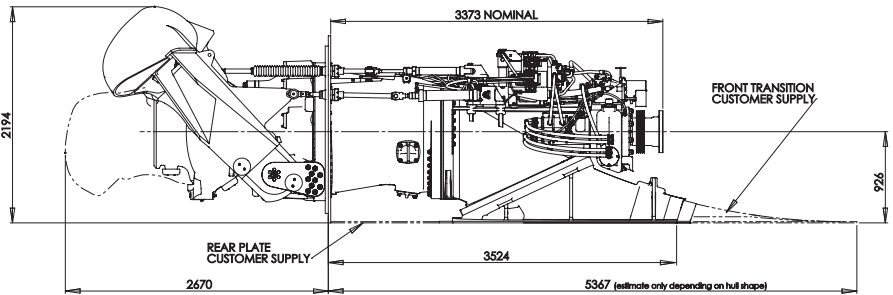
# HT810 Dimensions



# HT900 Dimensions



# HT1000 Dimensions



Note: all measurements shown are in mm  
Please consult your HamiltonJet Distributor for more information and Transition Duct options/specifications

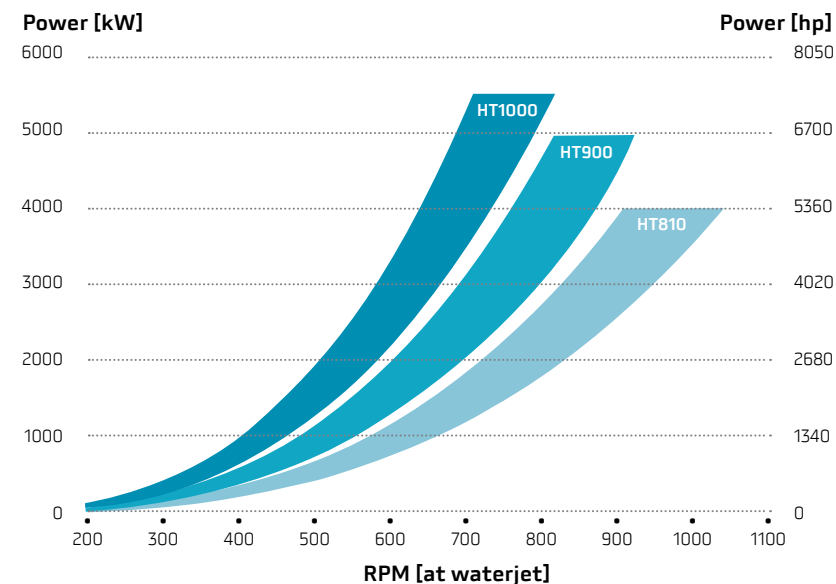




Above and Below: Crewboat "Aaron McCall" was the first vessel to be fitted with quadruple HamiltonJet HT900 waterjets



## HT Series Power / RPM Curves



## Material Specifications

Component	Material	Standard
Transition Duct	5083 Marine Grade Aluminium for Aluminium or GRP hulls Steel for Steel hulls	
Impeller	CF8M Stainless Steel	ASTM A743
Wear Ring	2205 Stainless Steel	ASTM A240
Mainshaft	2205 Stainless Steel	ASTM A276
Stator	EN AC 44100 Marine Grade Aluminium	BS EN 1706
Nozzle	EN AC 44100 Marine Grade Aluminium	BS EN 1706
Steering Deflector	EN AC 44100 Marine Grade Aluminium	BS EN 1706
Astern Deflector	EN AC 44100 Marine Grade Aluminium	BS EN 1706
Thrust Bearing	Spherical roller type	
Rear Bearing	Water lubricated Marine Bearing	
Shaft Seal	Face type mechanical seal	
Anodes	Aluminium	MIL-A-24779(SH)

WORLD HEADQUARTERS

**HamiltonJet Global**

PO Box 709  
Christchurch  
New Zealand  
Phone: +64 3 962 0530  
Fax: +64 3 962 0534  
Email: [marketing@hamjet.co.nz](mailto:marketing@hamjet.co.nz)  
[www.hamiltonjet.co.nz](http://www.hamiltonjet.co.nz)

REGIONAL OFFICES

**HamiltonJet Americas**

14680 NE North Woodinville Way  
Suite 100  
Woodinville WA 98072  
United States of America  
Phone: +1 425 527 3000  
Toll Free: 800 423 3509  
Fax: +1 425 527 9188  
Email: [marketing@hamiltonjet.com](mailto:marketing@hamiltonjet.com)  
[www.hamiltonjet.com](http://www.hamiltonjet.com)

**HamiltonJet Europe**

Unit 26, The Birches Industrial Estate  
East Grinstead  
West Sussex RH19 1XZ  
United Kingdom  
Phone: +44 1342 313 437  
Fax: +44 1342 313 438  
Email: [marketing@emea.hamiltonjet.com](mailto:marketing@emea.hamiltonjet.com)

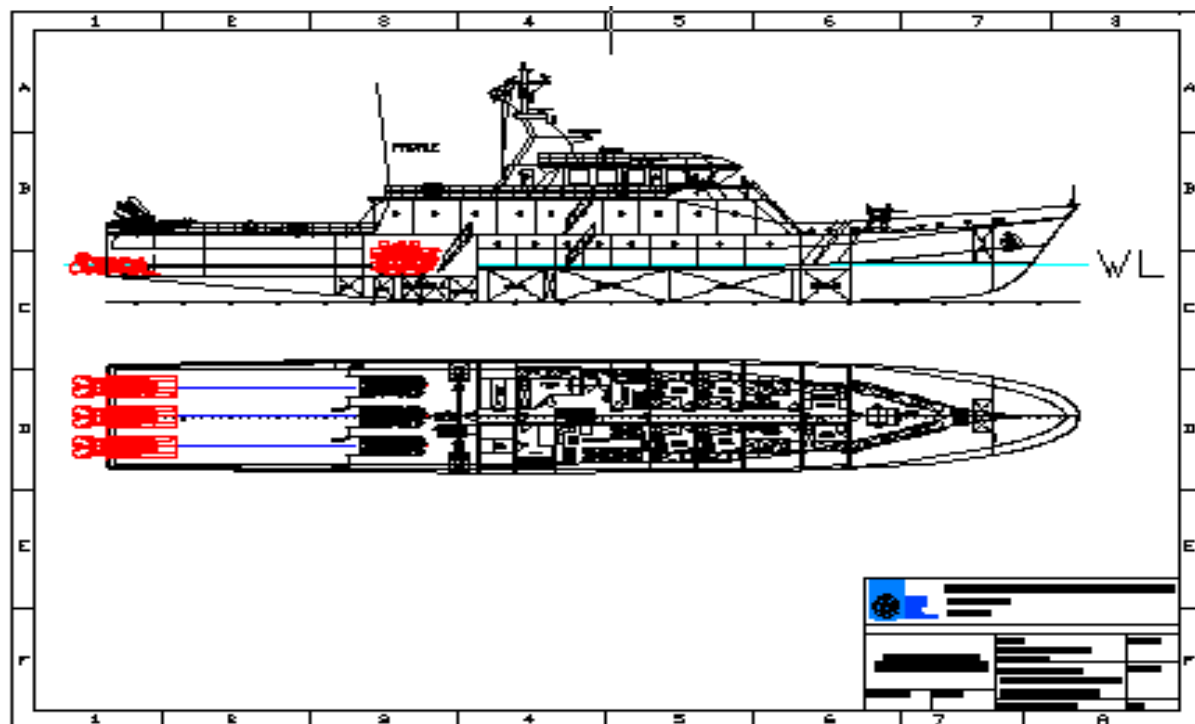
**HamiltonJet Asia**

1 Toh Tuck Link  
#04-01  
Singapore 596222  
Phone: +65 6567 2202  
Fax: +65 6567 4788  
Email: [hamiltonjet.asia@hamjet.co.nz](mailto:hamiltonjet.asia@hamjet.co.nz)

Your local HamiltonJet Distributor is...

Cover: Korean Coast Guard patrol vessel, South Korea. Twin HT1000 waterjets and twin HM811 boost jets.





## DAFTAR PUSTAKA

1. Adji, Surjo W. 2006. *Pengenalan Sistem Propulsi Kapal*. Surabaya.
2. Adji, Surjo W. 2009. *Water Jet Propulsion System*. Surabaya.
3. Adji, Surjo W. 2009. *Resistance and Propulsion*. Surabaya.
4. M. Faltinsen, Odd. 1990. *Hydrodynamics of High-Speed Marine Vehicles*, Norwegian University of Science and Technology, Cambridge, United Kingdom.
5. Savitsky, D. 1985. *Planing Craft*, Naval Engineering Journal.
6. Sularso dan Haruo Tahara. 1983. *Pompa dan Kompresor (Pemilihan, Pemakaian, dan Pemeliharaan)*. PT. Pradnya Paramita. Jakarta.
7. D.G.M. Watson. 1998. *Practical Ship Design*, British Library Cataloguing in Publication Data, Netherlands.
8. Firdaus, Akmal Thariq. 2014. *Perencanaan Water Jet Sebagai Alternatif Propulsi pada Kapal Cepat Torpedo 40 M untuk Meningkatkan Kecepatan sampai 40 Knot*, Program Studi Teknik Sistem Perkapalan., FTK - ITS, Surabaya.
9. Yusuf, Hanifuddien. 2014. *Analisa Penggunaan Waterjet pada Sistem Propulsi Kapal Perang Missile Boat dengan kecepatan 70 Knot*, Program Studi Teknik Sistem Perkapalan., FTK - ITS, Surabaya.

10. Haris Ari, 2010. *Menghitung Efisiensi Propulsif*, Program Studi Teknik Sistem Perkapalan., FTK - ITS, Surabaya.



## BIODATA PENULIS

JANUARI 2016



Taufiq Adi Purnomo. Lahir di Jakarta, 25 Oktober 1992, dari ayah Imam Darmadi dan ibu Purwati, sebagai putra pertama dari dua bersaudara. Penulis telah menamatkan pendidikan formal di SDI Bani Saleh 2 Bekasi, SMPN 16 Bekasi dan SMAI Panglima Soedirman 1 Bekasi, Jawa Barat. Dan pada tahun 2010, penulis melanjutkan pendidikan S1 Jurusan Teknik Sistem Perkapalan Fakultas Teknologi Kelautan - ITS dengan mengambil bidang studi ilmu pada *Marine Manufacture and Design (MMD)*. Selama perkuliahan penulis aktif dalam Himpunan Mahasiswa Jurusan Teknik Sistem Perkapalan. Serta penulis juga aktif dalam beberapa kegiatan seminar dan pelatihan, baik yang diselenggarakan oleh pihak dari Jurusan Teknik Sistem Perkapalan maupun dari Institut.

Dengan ketekunan, motivasi tinggi untuk terus belajar dan berusaha, penulis telah berhasil menyelesaikan pengerjaan tugas akhir skripsi ini. Semoga dengan penulisan tugas akhir skripsi ini mampu memberikan kontribusi positif bagi dunia pendidikan.

Motto : Jangan mengulang kesalahan untuk kedua kali.